This is a digital copy of a book that was preserved for generations on library shelves before it was carefully scanned by Google as part of a project to make the world's books discoverable online.

It has survived long enough for the copyright to expire and the book to enter the public domain. A public domain book is one that was never subject to copyright or whose legal copyright term has expired. Whether a book is in the public domain may vary country to country. Public domain books are our gateways to the past, representing a wealth of history, culture and knowledge that's often difficult to discover.

Marks, notations and other marginalia present in the original volume will appear in this file - a reminder of this book's long journey from the publisher to a library and finally to you.

Usage guidelines

Google is proud to partner with libraries to digitize public domain materials and make them widely accessible. Public domain books belong to the public and we are merely their custodians. Nevertheless, this work is expensive, so in order to keep providing this resource, we have taken steps to prevent abuse by commercial parties, including placing technical restrictions on automated querying.

We also ask that you:

+ *Make non-commercial use of the files* We designed Google Book Search for use by individuals, and we request that you use these files for personal, non-commercial purposes.

+ *Refrain from automated querying* Do not send automated queries of any sort to Google's system: If you are conducting research on machine translation, optical character recognition or other areas where access to a large amount of text is helpful, please contact us. We encourage the use of public domain materials for these purposes and may be able to help.

+ *Maintain attribution* The Google "watermark" you see on each file is essential for informing people about this project and helping them find additional materials through Google Book Search. Please do not remove it.

+ *Keep it legal* Whatever your use, remember that you are responsible for ensuring that what you are doing is legal. Do not assume that just because we believe a book is in the public domain for users in the United States, that the work is also in the public domain for users in other countries. Whether a book is still in copyright varies from country to country, and we can't offer guidance on whether any specific use of any specific book is allowed. Please do not assume that a book's appearance in Google Book Search means it can be used in any manner anywhere in the world. Copyright infringement liability can be quite severe.

About Google Book Search

Google's mission is to organize the world's information and to make it universally accessible and useful. Google Book Search helps readers discover the world's books while helping authors and publishers reach new audiences. You can search through the full text of this book on the web at `http://books.google.com/`

Über dieses Buch

Dies ist ein digitales Exemplar eines Buches, das seit Generationen in den Regalen der Bibliotheken aufbewahrt wurde, bevor es von Google im Rahmen eines Projekts, mit dem die Bücher dieser Welt online verfügbar gemacht werden sollen, sorgfältig gescannt wurde.

Das Buch hat das Urheberrecht überdauert und kann nun öffentlich zugänglich gemacht werden. Ein öffentlich zugängliches Buch ist ein Buch, das niemals Urheberrechten unterlag oder bei dem die Schutzfrist des Urheberrechts abgelaufen ist. Ob ein Buch öffentlich zugänglich ist, kann von Land zu Land unterschiedlich sein. Öffentlich zugängliche Bücher sind unser Tor zur Vergangenheit und stellen ein geschichtliches, kulturelles und wissenschaftliches Vermögen dar, das häufig nur schwierig zu entdecken ist.

Gebrauchsspuren, Anmerkungen und andere Randbemerkungen, die im Originalband enthalten sind, finden sich auch in dieser Datei – eine Erinnerung an die lange Reise, die das Buch vom Verleger zu einer Bibliothek und weiter zu Ihnen hinter sich gebracht hat.

Nutzungsrichtlinien

Google ist stolz, mit Bibliotheken in partnerschaftlicher Zusammenarbeit öffentlich zugängliches Material zu digitalisieren und einer breiten Masse zugänglich zu machen. Öffentlich zugängliche Bücher gehören der Öffentlichkeit, und wir sind nur ihre Hüter. Nichtsdestotrotz ist diese Arbeit kostspielig. Um diese Ressource weiterhin zur Verfügung stellen zu können, haben wir Schritte unternommen, um den Missbrauch durch kommerzielle Parteien zu verhindern. Dazu gehören technische Einschränkungen für automatisierte Abfragen.

Wir bitten Sie um Einhaltung folgender Richtlinien:

+ *Nutzung der Dateien zu nichtkommerziellen Zwecken* Wir haben Google Buchsuche für Endanwender konzipiert und möchten, dass Sie diese Dateien nur für persönliche, nichtkommerzielle Zwecke verwenden.

+ *Keine automatisierten Abfragen* Senden Sie keine automatisierten Abfragen irgendwelcher Art an das Google-System. Wenn Sie Recherchen über maschinelle Übersetzung, optische Zeichenerkennung oder andere Bereiche durchführen, in denen der Zugang zu Text in großen Mengen nützlich ist, wenden Sie sich bitte an uns. Wir fördern die Nutzung des öffentlich zugänglichen Materials für diese Zwecke und können Ihnen unter Umständen helfen.

+ *Beibehaltung von Google-Markenelementen* Das "Wasserzeichen" von Google, das Sie in jeder Datei finden, ist wichtig zur Information über dieses Projekt und hilft den Anwendern weiteres Material über Google Buchsuche zu finden. Bitte entfernen Sie das Wasserzeichen nicht.

+ *Bewegen Sie sich innerhalb der Legalität* Unabhängig von Ihrem Verwendungszweck müssen Sie sich Ihrer Verantwortung bewusst sein, sicherzustellen, dass Ihre Nutzung legal ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass ein Buch, das nach unserem Dafürhalten für Nutzer in den USA öffentlich zugänglich ist, auch für Nutzer in anderen Ländern öffentlich zugänglich ist. Ob ein Buch noch dem Urheberrecht unterliegt, ist von Land zu Land verschieden. Wir können keine Beratung leisten, ob eine bestimmte Nutzung eines bestimmten Buches gesetzlich zulässig ist. Gehen Sie nicht davon aus, dass das Erscheinen eines Buchs in Google Buchsuche bedeutet, dass es in jeder Form und überall auf der Welt verwendet werden kann. Eine Urheberrechtsverletzung kann schwerwiegende Folgen haben.

Über Google Buchsuche

Das Ziel von Google besteht darin, die weltweiten Informationen zu organisieren und allgemein nutzbar und zugänglich zu machen. Google Buchsuche hilft Lesern dabei, die Bücher dieser Welt zu entdecken, und unterstützt Autoren und Verleger dabei, neue Zielgruppen zu erreichen. Den gesamten Buchtext können Sie im Internet unter `http://books.google.com` durchsuchen.

Library
of the
University of Wisconsin

THEORIE UND BAU

DER

TURBINEN

VON

F. Redtenbacher,

Grossherzoglich Badischer Hofrath, Ritter des Zähringer Löwen- und des Norwegischen St. Olafsordens,
Direktor der Grossh. polytechnischen Schule und Professor des Maschinenbaues in Karlsruhe.

Zweite umgearbeitete und erweiterte Auflage.

Mit 13 kleinen und XXI. grossen Tafeln.

MANNHEIM.
Verlagsbuchhandlung von *Friedrich Bassermann.*
1860.

Buchdruckerei von MALSCH & VOGEL.

5508855

117827
APR 18 1908

SVH
.R24

Vorwort.

Das Turbinenwesen war zu der Zeit, als die erste Auflage des vorliegenden Werkes erschien, erst im Entstehen, hat aber nun im Wesentlichen seinen Abschluss erreicht. Damals kannte man nur einige Aufstellungsweisen der *Fourneyron'*schen, der *Schott'*schen und der *Jonval'*schen Turbinen. Gegenwärtig gibt es nicht nur die mannigfaltigsten Çonstrukti onsarten und Aufstellungsweisen von Turbinen, sondern man übersieht auch so zu sagen alle logischen Möglichkeiten von Turbinenanordnungen. Damals waren die Wasserräder nicht nur in den Gewerben, sondern auch in den Fabriken vorherrschend in Anwendung, gegenwärtig findet man in Fabriken, die durch Wasserkraft getrieben werden, nur selten ein Wasserrad, sondern fast ausnahmslos Turbinen aufgestellt.

Aber ohngeachtet dieser Entwickelung und Ausbreitung des Turbinenwesens hat sich die Theorie dieser Maschinen im Wesentlichen nicht geändert und konnte sich wohl auch nicht ändern, denn eine genauere Theorie würde nur dann aufgestellt werden können, wenn es gelänge, auf analytischem Wege die Bewegung und Wirkung jedes einzelnen Wasseratoms und die Wechselwirkung zwischen den Wasseratomen und den Kanalwänden, mit welchen sie in Berührung kommen, zu verfolgen. Dies ist aber bei dem gegenwärtigen Zustand der Hydrodynamik eine reine Unmöglichkeit.

Uebrigens würde eine ganz genaue Theorie der Turbinen die praktische Ausführung derselben doch nicht erheblich verbessern, denn es ist vorauszusehen, dass man den Bedingungen der absolut besten Construktionsweise doch nicht entsprechen könnte.

In theoretischer Hinsicht enthält also diese zweite grösstentheils umgearbeitete Auflage keine erheblichen Neuerungen. Dagegen ist diese zweite Auflage an Zeichnungen viel reicher als es die erste war. Sie ist mit kleinen und grossen Tafeln versehen. Die kleineren (mit arabischen Ziffern numerirten) Tafeln geben eine Uebersicht von den verschiedenartigsten möglichen Turbinenanordnungen. Viele derselben sind nichts als Ideen und theilweise Spielereien, es fehlen aber auch nicht die praktisch werthvollen Anordnungen, und diese treten gerade durch ihre Zusammenstellung mit den praktisch werthlosen Anordnungen deutlich hervor.

Die grösseren (mit römischen Ziffern numerirten) Tafeln enthalten constructive Durchführungen einer Reihe von charakteristischen Turbinenanordnungen und Tangentialrädern, und liefern ein ziemlich reiches Material für die Ausführung von Turbinen aller Art.

Die Zeichnungen zu den *Fourneyron*'schen, *Cadiat*'schen und *Schott*'schen Turbinen sind der ersten Auflage entnommen. Die Zeichnungen von den *Jonval*'schen Turbinen stellen Anordnungen dar, welche in den Maschinenfabriken zu Esslingen und zu Karlsruhe entworfen und ausgeführt wurden. Die Herren Direktoren dieser Fabriken hatten die Gefälligkeit, mir die Originalentwürfe zu diesen Turbinen zum Behufe dieser zweiten Auflage zu überlassen.

Nach der Aufnahme, die bisher meinen Arbeiten zu Theil geworden ist, darf ich wohl hoffen, dass man auch diese zweite Auflage meines Turbinen-Werkes nicht verschmähen wird.

Karlsruhe im Mai 1860.

Der Verfasser.

INHALT.

Seite

Vorwort I

I.

Geschichte und Beschreibung der älteren Turbinen . . . 1

Das Löffelrad 2
Das Tonnenrad 2
Die Turbine von Burdin 2
Die Unterwasserturbine von Burdin 3
Die Danaide 3
Das Segner'sche Reactionsrad 4
Das Reactionsrad von Mannoury 4
Reactionsrad mit vielen Schaufeln 4
Das Euler'sche Reactionsrad 5

Neuere Turbinen.

Die Vollturbine von Fourneyron, direkte Aufstellung 6
Fourneyron'sche Turbine mit äusserem Leitrad und innerem Turbinenrad 7
Fourneyron'sche Turbine, umgekehrte Aufstellung 8
Fourneyron'sche Turbine für grosse Gefälle 8
Liegende Fourneyron'sche Turbine 9
Die Turbine von Cadiat 9
Schott'sche Turbine 9
Schott'sche Doppel-Turbine 10
Jonval'sche Turbine für kleine Gefälle 11
Jonval'sche Turbine für grössere Gefälle 12
Jonval'sche Turbine, mittlere Aufstellung 12
Jonval'sche Turbine, umgekehrte Aufstellung 13
Jonval'sche Turbine mit Zapfen nach Fontaine 14

Seite

Liegende Jonval'sche Turbine 14
Schrauben-Turbine 15
Liegende Jonval'sche Halb-Turbine 15
Jonval'sche Turbine mit Zapfenständer 15
Jonval'sche Zwillings-Turbinen 16
Einrichtungen zur Regulirung des Wasserzuflusses 17
Fourneyron'sche Partial-Turbine mit umgekehrter Aufstellung 20
Fourneyron'sche Partial-Turbine, liegende Axe 20
Jonval'sche Partial-Turbine 21
Geschlossene Jonval'sche Partial-Turbine 21
Tangentialräder 22

II.

Theorie der Turbinen.

Theorie der Fourneyron'schen Turbine 23
Annäherungstheorie der Fourneyron'schen Turbine 26
Allgemeine und genaue Theorie der Fourneyron'schen Turbine 34
Theorie der Turbine von Cadiat 41
Theorie der Schott'schen Turbine 43
Zusammenstellung der Formeln zur Berechnung der Turbinen von Fourneyron, Cadiat und der Schott'schen Turbine 44
Abmessung von ausgeführten Turbinen 48
Berechnungen über ausgeführte Turbinen 49
Bestimmung der Abmessungen einer Fourneyron'schen Turbine 71
Bestimmung der Abmessungen einer Turbine nach Cadiat 79
Bestimmung der Abmessungen einer Schott'schen Turbine 81
Praktische Anleitung zur Verzeichnung von Turbinen:
a. mit Leitschaufeln 83
b. ohne Leitschaufeln 88
c. Schott'sche Turbinen 90
Theorie der Jonval'schen Turbine 92
Bedingungen des absoluten Effektes 94
Regeln zur Berechnung von Jonval'schen Turbinen 97
Allgemeine Theorie der Jonval'schen Turbine 105
Theorie der Zwillings-Turbinen 113
Partial-Turbinen 117
Theorie der Tangentialräder 118

III.

Anwendungen der Turbinen-Theorie.

Beschreibung und Berechnung einer Fourneyron'schen Niederdruck-Turbine 126
Beschreibung und Berechnung einer Fourneyron'schen Hochdruck-Turbine 135
Beschreibung und Berechnung einer Cadiat'schen Turbine 142
Beschreibung und Berechnung zweier Schott'schen Turbinen 147

Seite

Construktionszeichnung einer Jonval'schen Turbine 156
Zapfenanordnungen 156
Jonval'sche Turbine der Maschinenfabrik in Esslingen 159
Jonval'sche Turbinen der Papierfabrik in Freiburg 160
Jonval'sche Turbinen, umgekehrte Aufstellung 162
Die Turbinen von Atzenbach 163
Die Turbinen von Ettlingen 166
Tangentialrad mit zwei Einläufen 168

IV.

Die Turbine als Wasserhebungsmaschine oder die Centrifugalpumpe 171

V.

Theorie der Ventilatoren mit krummen Schaufeln . . . 175

GESCHICHTE UND BESCHREIBUNG

DER

ÄLTEREN TURBINEN.

Bei den Turbinen wie bei manchen andern technischen Gegenständen, ist es nicht möglich, einen streng wissenschaftlichen Begriff aufzustellen, durch welchen diese Maschinen von den gewöhnlichen Wasserrädern unterschieden und in allen Fällen scharf bestimmt werden.

Die Turbinen sind hydraulische Kraftmaschinen zur Aufsammlung der in den Wasserläufen und Wasserfällen enthaltenen Kraftleistungsfähigkeiten. Sie sind in der Regel radförmig; doch gibt es auch Anordnungen, die eine ganz andere Grundform haben. Sie bewegen sich in der Regel um vertikale Axen; doch gibt es auch solche, bei welchen die Axe eine horizontale oder schiefe Lage hat. Die Turbinen bewegen sich oftmals unter Wasser, doch gibt es auch solche, die ausserhalb des Wassers gestellt sind. Bei der Turbine wirkt das Wasser gewöhnlich gleichzeitig auf alle Schaufeln, aber es gibt auch Anordnungen, bei welchen das Wasser gleichzeitig nur auf einen Theil der Schaufeln einwirkt. Gewöhnlich drehen sich die Turbinen mit grosser Geschwindigkeit, doch gibt es auch langsam gehende. Gewöhnlich sind die Turbinenräder kleiner als die Wasserräder, aber es gibt auch Anordnungen von beträchtlicher Grösse.

Man sieht, ein charakteristischer Unterschied zwischen den Turbinen und den Wasserrädern ist nicht vorhanden, sondern sie gehen almälig in einander über.

Obgleich die Turbinen erst in neuerer Zeit eine grössere Bedeutung und allgemeinere Anwendung gefunden haben, so sind es doch Erfindungen einer längst vergangenen Zeit. Wenigstens hat es schon vor undenklichen Zeiten Wasserräder gegeben, die man Turbinen nennen muss. Allein diese ältern Turbinen beruhten auf keiner wissenschaftlichen Grundlage, und wurden stets sehr roh und in jeder Hinsicht unvollkommen ausgeführt, so dass ihre Leistungen jene der Wasserräder nie erreichten. Die Bedingungen, bei deren

Erfüllung die Kraftleistungen einer Turbine günstig sein können, hat erst in neuerer Zeit die Wissenschaft ausfindig gemacht, und die Schwierigkeiten, welche der Ausführung dieser Maschinen entgegenstehen, konnten auch erst in neuerer Zeit bewältiget werden, seitdem die Maschinenwerkstätten vollkommen eingerichtet sind, und die Durchführung aller Arbeitsprozesse zu einer so hohen Vollendung gediehen ist.

Es folgt nun die Beschreibung der älteren unvollkommenen Turbinen.

Das Löffelrad. Tafel 1, Fig. 1.

Dieses Rad hat eine vertikale Axe, seine Ebene ist mithin horizontal. Es ist mit löffelförmigen Flächen versehen, gegen welche das in einer Rinne oder in einer Röhre zugeleitete Wasser hinschlägt. Diese Räder; welche schon seit sehr langer Zeit im südlichen Frankreich gebraucht werden, geben nur einen sehr geringen Nutzeffekt von ungefähr 0·30 des absoluten Effektes der Wasserkraft. Würde man diese Anordnung mit guten Construktionsverhältnissen ausführen, so verwandelte sich dieselbe in eine *Jonval*'sche Partial-Turbine.

Das Tonnenrad. Tafel 1, Fig. 2 und 3.

Die Axe des Rades steht vertikal, dreht sich unten in einer Pfanne und wird oben durch ein Lager gehalten. Das Rad hat aussen eine cylindrische Wand, innen einen cylindrischen Kern, und ist in dem ringförmigen Raum zwischen der Umfassungswand und dem Kern mit acht krummflächigen Schaufeln versehen. Es befindet sich in einem gemauerten cylindrischen Schacht, und das Wasser wird oberhalb des Rades durch einen keilförmigen, gegen das Rad tangirend gerichteten Kanal a zugeleitet, unter dem Rade aber durch einen rechtwinklichen Kanal b abgeleitet. Indem das Wasser tangirend in den Schacht eintritt, geräth es oberhalb des Rades in dem Schacht in eine wirbelnde Bewegung, gelangt in einer gegen den Horizont schwach geneigten Richtung an die Schaufeln des Rades, übt daselbst einen Stoss aus, gleitet an den Schaufeln nieder und gelangt endlich in den Abflusskanal b. Von einer vortheilhaften Wirkung des Wassers kann selbstverständlich nicht die Rede sein, denn, ganz abgesehen von der rohen Ausführung dieser Räder, ist die Zuleitung des Wassers bis zum Eintritt in das Rad ganz unsicher und beinahe dem Zufalle überlassen. Indessen muss man doch zugeben, dass diesem Rade ein Gedanke zu Grunde liegt, der einer Ausbildung fähig ist, so dass auch diese Anordnung als Ausgangspunkt für die Konstruktion von guten Turbinen hätte dienen können.

Die Turbine von Burdin. Tafel 1, Fig. 4.

Dieses Rad hat am Umfange eine grössere Anzahl von krummen Kanälen a a a, die oben vertikal, unten beinahe horizontal gerichtet sind. Es ist mit einer vertikalen Axe versehen, die sich unten in einer Pfanne dreht, oben durch ein Lager gehalten wird. Das Wasser wird durch ein Rohr b mit rechtwinklichem Querschnitt zugeleitet und strömt durch mehrere am Boden des Kanals angebrachte Röhren c gegen das Rad hin. Auch diese Turbine ist sehr fehlerhaft angeordnet und roh ausgeführt. Es ist namentlich gefehlt, dass die Radkanäle nicht kontinuirlich auf einander folgen, aber der Grundgedanke ist doch sehr gut und einer Ausbildung wohl fähig.

Unterwasser-Turbine von Burdin. Tafel 1, Fig. 5 und 6.

Diese Turbine ist der Vorläufer von der Turbine des *Fourneyron* und unterscheidet sich von dieser letzteren nur durch fehlerhafte Detailformen, oder mit andern Worten, die *Fourneyron*'sche Turbine, von welcher später die Rede sein wird, ist die von ihren Fehlern befreite Unterwasser-Turbine von *Burdin*. Die Maschine ist mit zwei Rädern a und b versehen; das erstere a ist beweglich und mit einer vertikalen Axe c versehen, das letztere b ist unbeweglich und am Boden des Zuleitungskanals d angebracht. Das bewegliche Rad ist der Wirkung des Wassers ausgesetzt, das unbewegliche dient zur Zuleitung des Wassers. Das Turbinenrad hat die Form eines flachen Tellers. Auf dem ringförmigen Rand desselben sind mehrere schief gestellte ebene Flächen angebracht, und auf diesen ist oben eine ringförmige Decke befestiget. Der tellerförmige Körper des Rades ist mit der vertikalen Axe c verbunden, die sich unten in einer Pfanne dreht, oben durch ein Lager gehalten wird. Das Einlaufrad hat unten eine in der Mitte durchlochte Platte, an derselben ist ein Rohr e e befestiget, das sich bis über den Spiegel des Wassers im Zuflusskanal erhebt und daselbst an Balken befestiget wird. Die Axe c geht frei durch das Rohr, ohne es zu berühren. Am Boden des Zuleitungskanals d ist eine grosse runde Oeffnung, durch welche das Wasser niederfliesst. Von dem Rand dieser Oeffnung an geht ein kurzer Cylinder herab, der mit einem horizontalen Ring f endiget. In dem Raum zwischen diesem Ring f und der Platte des Einlaufrades sind mehrere schief gestellte Wände b angebracht, längs welchen das Wasser aus dem innern Raum nach dem innern Umfang des Turbinenrades herausgleiten kann. Das Wasser fliesst durch den Kanal bis an die grosse Oeffnung, sodann durch den Cylinder nieder, hierauf durch die Oeffnungen an den Wänden b hinaus, stosst oder drückt gegen die Flächen des Turbinenrades und treibt dieses in der Richtung des Pfeiles herum. Das Rad selbst kann ganz in Unterwasser eingetaucht sein. Wir werden in der Folge sehen, dass hier der Grundgedanke zur Turbine von *Fourneyron* klar vorliegt, und dass durch die wissenschaftliche Verfolgung dieses Grundgedankens die Turbine von *Fourneyron* mit Nothwendigkeit hervorgehen musste, wollen jedoch durch diese Aeusserung das Verdienst dieses Mannes nicht im Geringsten schmälern.

Die Danaide. Tafel 2, Fig. 1.

Diesen Namen hat eine Turbine von folgender Einrichtung erhalten. a ist ein cylindrisches Gefäss aus Blech. Oben ist dasselbe grösstentheils offen, am Boden ist eine grössere Oeffnung angebracht. Es ist mit einer vertikalen Axe b verbunden, die sich unten in einer Pfanne dreht, oben durch ein Lager gehalten wird. Mit dieser Axe ist im Innern des Gefässes a eine runde Platte c verbunden, und in dem Raum zwischen dieser Platte und dem Boden des Gefässes a sind acht ebene radial gestellte Flächen d d angebracht und mit c und a verbunden. Das Gefäss a, die Platte c, die Flächen d und die Axe b bilden also einen einzigen starren, um die Axe b drehbaren Körper. Das Wasser wird durch ein Rohr e zugeleitet, das zuerst in vertikalem Sinne in das Innere des Gefässes herabgebogen, dann aber durch eine zweite Krümmung eine horizontale Richtung erhält. Am Ende dieser so gebogenen Röhre ist eine Oeffnung angebracht, durch welche das Wasser nach einer Richtung ausströmt, die senkrecht ist auf den Radius, der von der Axe aus nach dieser Oeffnung gezogen werden kann. Das so ausströmende Wasser gelangt zunächst in den ringförmigen Raum f f zwischen der Gefässwand a und den Schaufeln d, wirbelt in diesem Raum herum, geräth hierauf zwischen die Schaufeln d, stösst gegen dieselben, und fällt endlich durch die Oeffnung g in den Abflusskanal h hinab.

Der Grundgedanke, auf welchem die Einrichtung dieser Turbine beruht, ist von keinem Werth, und ist einer Ausbildung nicht fähig.

Das Segner'sche Reactionsrad, Tafel 2, Fig. 2,

hat bekanntlich folgende Einrichtung: a ist eine hohle, unten mit einem Zapfen geschlossene, oben mit einem Becher b versehene Axe. Sie dreht sich unten in einer Pfanne, und wird oben durch ein Lager gehalten. Die Röhre a hat eine gefässförmige Erweiterung c, von welcher zwei, drei, vier oder noch mehr Röhren d zunächst nach radialer Richtung ausgehen, dann aber in horizontalem Sinn rechtwinklich umbiegen. Diese Röhrenenden sind offen. Wird oben durch ein Rohr e in den Becher b continuirlich Wasser geleitet, so dass der Becher stets gefüllt bleibt, so strömt unten das Wasser nach horizontaler Richtung aus den Oeffnungen der Arme d d d d aus und wird der ganze Apparat nach der Richtung des Pfeils herumgetrieben.

Das Reactionsrad von Mannoury. Tafel 2, Fig. 3.

Diese Anordnung beruht auf dem gleichen Grundgedanken, wie das *Segner'*sche Rad, und nur die Form des Ganzen ist verschieden. Das Rad ist ein S förmiger Kanal a, und ist mit einer vertikalen Axe verbunden, die jedoch unten keine Zapfen hat, sondern oben gleichsam aufgehängt ist. Es ist nämlich d eine in der Mitte für den Durchgang der Axe b durchbohrte, auf Balken liegende Platte, auf welcher Rollen oder Kugeln herumlaufen, und die Axe ist mit einer Platte c versehen und liegt auf diesen Rollen oder Kugeln. An der untern Fläche des Rades ist in der Mitte eine Oeffnung angebracht, an welche die Mündung des Wasserzuleitungsrohres e möglichst dicht anschliesst, ohne viel Reibung zu verursachen. Wenn nun Wasser von einem höher gelegenen Reservoir aus durch das Rohr e in das Innere des Radkörpers a geleitet wird, strömt es an den Mündungen der Kanäle aus und treibt das Rad nach der Richtung des Pfeiles mit der Axe b herum.

Diese Anordnung ist im Wesentlichen identisch mit der sogenannten *Schott'*schen Turbine, welche in neuerer Zeit vielfach angewendet wurde, nun aber wiederum aus der Mode gekommen ist. *Carnot* hat 1813 einen Bericht über die Wirkung dieser Turbine an die Akademie der Wissenschaften erstattet, aus welchem ich nachstehende Worte entnehme:

„L'idée d'employer en mecanique la réaction de l'eau comme moteur n'est point „nouvelle. *Daniel Bernoulli* calcule l'effet de cette réaction dans son Hydrodynamique. „*M. M. Euler* pere et fils s'en sont occupés à l'occation d'une machine de ce genre, „imaginé en 1750 par *Segner* de l'Académie de Berlin: *Bossut* a donné le calcul de „cette machine dans son Hydrodynamique."

Reactionsrad mit vielen Schaufeln. Tafel 2, Fig. 4 und 5.

Der Erfinder dieses Rades ist mir nicht bekannt. Das Rad ist innen hohl und leer und ist am Umfang mit einer grossen Anzahl von kurzen ebenen Flächen a a versehen, welche so gestellt sind, dass sie den Umfang unter einem spitzen Winkel schneiden. Die Axe b des Rades ist nach unten zu nicht fortgesetzt, und dreht sich oben in Ringlagern oder Rollen. Das Wasser wird von unten zugeleitet durch ein Rohr oder durch einen Kanal. Diese Turbine ist im Wesentlichen nichts anderes, als eine *Cadiat'*sche Turbine mit umgekehrter Aufstellung.

Das Euler'sche Reactionsrad. Tafel 2, Fig. 6.

Obgleich *Euler* dem Maschinenwesen sehr fern stund, hat er sich doch für einzelne Fragen interessirt, und so kam seine Turbine zu Stande. Dieselbe besteht aus einem unbeweglichen ringförmigen Kanal a, welcher mit dem Zuflusskanal communicirt, und am Boden mit einer grösseren Anzahl von Röhrchen b versehen ist, die zuerst vertikal gerichtet sind, dann aber in horizontale Richtung übergehen. Der so eben beschriebene Theil der Maschine bildet den Apparat zur Einleitung des Wassers. Die Turbine selbst hat eine eigenthümliche konische Grundform. Oben ist ein Ringkanal c angebracht, von dessen Boden aus eine grössere Anzahl von Röhren d d in der Weise ausgehen, dass ihre Axen in einer konischen Fläche liegen. Die unteren Enden dieser Röhren sind jedoch horizontal so umgebogen, dass die Richtungen der Enden senkrecht stehen auf den Radien, die von der Axe aus nach den Ausmündungen gezogen werden können. Der Ringkanal c und die Röhren d werden durch zwei Armkreuze e und f mit der vertikalen Axe g der Maschine verbunden. Der Zweck des unbeweglichen Einlaufapparates ist, das Wasser ohne Stoss aus dem Zuflusskanal in die Röhren d zu bringen. Der Wille ist hier gewiss sehr gut, die That ist aber nicht eine glückliche zu nennen. Indessen können wir uns hier in eine Kritik dieser und der vorhergehenden Maschinen nicht einlassen.

Wir wenden uns nun zur Beschreibung einer grössern Anzahl von theils existirenden, theils blos ausgedachten Turbinen neuerer Konstruktion. Sie stellen zusammen gleichsam alle logischen Möglichkeiten von Turbinenanordnungen vor. Eigentliche Erfindungen verdienen sie nicht genannt zu werden, denn es sind doch nicht mehr als die verschiedensten Modifikationen eines und desselben Grundgedankens, und derlei Modifikationen kann heut zu Tage fast jeder intelligente Mechaniker ausdenken. Wenigstens will ich mich nicht zu den Erfindern rechnen, obgleich ich eine grosse Zahl dieser Anordnungen selbst erdacht habe.

NEUERE TURBINEN.

All diese neueren Turbinen sind aus einer wissenschaftlichen Kritik der älteren Wasserräder und der im Vorhergehenden beschriebenen älteren Turbinen hervorgegangen. Die Wissenschaft hat schon längst den Satz aufgestellt, dass diese Wasserräder und Turbinen so angeordnet sein sollten, dass 1) das Wasser, ohne einen Stoss zu verursachen, in das Rad gelangen kann; 2) während seines Verweilens in dem Rade keinerlei Störungen in seiner Bewegung erleide; 3) ohne Geschwindigkeit das Rad verlasse. Die Theorie hat ferner erkannt, dass die rasche Bewegung der kleinen oberschlächtigen Tyroler Wasserrädchen, wie die rasch laufenden südfranzösischen Löffelräder und ähnliche Anordnungen von grossem praktischen Werth sind, und dass es eben darauf ankomme, die drei oben ausgesprochenen Prinzipien auf derlei kleine, schnell laufende Wasserrädchen anzuwenden. Dies ist die leitende Idee, aus der alle neueren Turbinen hervorgegangen sind, und alle diese Turbinen sind keine neuen Erfindungen, sondern sind nur durch richtige Anwendnungen der wissenschaftlichen Prinzipien entstanden, oder sie sind verbesserte Auflagen der im Vorhergehenden beschriebenen älteren Turbinen.

Wir wenden uns nun zur Beschreibung dieser Turbinen und zwar mit der Bemerkung, dass wir eine Turbine eine Voll-Turbine oder eine Partial-Turbine nennen wollen, je nachdem das Wasser gleichzeitig auf alle oder nur auf einen Theil der Schaufeln des Rades einwirkt.

Voll-Turbinen.

Die Voll-Turbine von Fourneyron, directe Aufstellung. Tafel 3, Fig. 1, 2.

Dem französischen Ingenieur *Fourneyron* gebührt das Verdienst, die erste auf den oben ausgesprochenen Prinzipien beruhende Turbine angegeben, und sogar mit sehr schöner und wohl ausgedachter Detailkonstruktion ausgestattet zu haben. Nachdem einmal dieser Schritt gethan war, unterlag es keiner besonderen Schwierigkeit, mannigfaltige Variationen von Turbinenkonstruktionen ausfindig zu machen. Diese Turbine hat folgende Einrichtung:

a ist der tellerförmige mit einer vertikalen Axe b verbundene Körper des Turbinenrades. Auf dem Rande dieses Tellers sind viele gekrümmte Blechschaufeln c c angebracht, die den inneren Umfang ungefähr unter einem rechten, den äusseren Umfang unter einem kleinen Winkel durchschneiden. Auf die obere Kante der Schaufeln ist eine ringförmige Krone d d gelegt und mit den Schaufeln verbunden. Die Axe dreht sich unten in einer ziemlich komplizirten, zum sorgfältigen Oelen eingerichteten Pfanne e, die durch einen Hebel f verstellbar ist, um das Rad mehr oder weniger heben zu können. g ist eine Stange, vermittelst welcher der Hebel von oben aus bewegt und gestellt werden kann.

Der in der Regel aus Holz construirte Zuflusskanal h endiget mit einer Querwand i, und am Boden desselben ist eine grössere runde Oeffnung angebracht, an welche sich der cylindrische Mantel k anschliesst. Im Innern des Turbinenrades befindet sich das

Einlaufrad, vermittelst welchem das Wasser aus dem Zuflusskanal nach geeigneten Richtungen in das Turbinenrad geleitet wird. Dieses Einlaufrad hat folgende Konstruktion. l ist eine kreisrunde ebene Platte, die in der Mitte eine Oeffnung hat, und vermittelst einer Hülse mit einer Röhre m verbunden ist, welche oben an zwei Balken oder an einen Brückenbau gehängt wird. Auf der Platte l sind (wie aus Figur 2 am Deutlichsten zu ersehen ist) gekrümmte Blechfächer n n angebracht, die den äussern Umfang der Platte unter einem kleinen Winkel schneiden und nach der Axe herein gekrümmt sind. Diese Leitschaufeln n haben also, wie man sieht, eine Krümmung, welche der Krümmung der Radschaufeln e entgegengesetzt ist. Das Leitschaufelrad hängt also vermittelst der Röhre m an der oberen Brücke, und der äussere Umfang des Leitschaufelrades ist von dem inneren Umfang des Turbinenrades nur durch einen sehr kleinen Zwischenraum getrennt. o o ist ein Blechcylinder, der an seinem obern Rande mit einer Lederdichtung (ähnlich wie ein Pumpenkolben) versehen ist, so dass dieser Cylinder o an dem Mantel k auf und ab verschiebbar ist und gleichsam eine Verlängerung des Mantels k bildet. Zum Behufe dieser Bewegung sind an dem Cylinder o drei oder vier Stangen angebracht, und diese werden durch einen in der Zeichnung nicht angedeuteten Mechanismus in die Höhe gezogen oder niedergesenkt. An der innern Fläche des Schützenmantels sind Holzstücke q q befestigt, die von einander um etwas mehr entfernt sind, als die Dicke der Leitschaufeln beträgt. Diese hölzernen Beilager dienen zur Leitung des Wassers in das Rad. Die äusseren vertikalen Kanten der Leitschaufeln n reichen ganz nahe bis an die innere Fläche des Schützencylinders o o. In der Zeichnung ist der Schützen ganz aufgezogen dargestellt, indem der untere Rand desselben auf der Höhe der Krone d steht. Die Axe ist oben mit einem Transmissionsrad versehen und es ist selbstverständlich, dass ein Lagerstuhl vorhanden sein muss, um die Welle in ihrer richtigen Lage zu erhalten.

Das durch den Kanal h zufliessende Wasser gelangt durch den Mantel k und den Schutzcylinder o in den Bereich der Leitschaufeln n n herab, wird von denselben in horizontalem Sinne nach dem äussern Umfang der Leitschaufeln hinausgeleitet, schiesst daselbst nach tangentialer Richtung in einzelnen Strahlen hinaus, gelangt in den Bereich der Radschaufeln c, will nach gerader Linie vermöge der Trägheit fortgehen, wird aber durch die Radschaufeln genöthigt, krummlinig fortzugehen, übt dadurch gegen diese Radschaufeln Pressungen aus und treibt das Rad nach der Richtung des Pfeiles herum. Zuletzt fällt es am äussern Umfang des Rades heraus und zieht in den Abflusskanal r fort. Es hat das Ansehen, wie wenn das Wasser bei seinem Uebertritt aus dem Einlaufrad in das Turbinenrad gegen die Schaufeln des letztern stossen müsste, wir werden aber in der Folge sehen, dass diess nicht geschieht, sondern dass in geregeltem Gang des Rades die Richtung der relativen Bewegung des Wassers gegen den innern Umfang des Turbinenrades genau mit der Anfangsrichtung der Radschaufeln zusammenfällt. Wer sich über die konstruktiven Details dieser Turbine belehren will, beliebe die auf Tafel I. konstruktiv dargestellte *Fourneyron*'sche Turbine anzusehen.

Fourneyron'sche Turbine mit äusserem Leitrad, innerem Turbinenrad. Tafel 3, Fig. 3 und 4.

Auch bei dieser Turbine liegen die beiden Räder koncentrisch, aber das Leitrad umgibt hier das Turbinenrad. a ist das Ende des Zuflusskanals. Am Boden desselben ist eine grosse runde Oeffnung, von derem Rande an ein cylindrischer Mantel b niederhängt. c ist eine Bodenplatte, die in der Mitte sich erhebt und durch einzelne Füsse d d mit dem unteren Rand des Mantels b zusammenhängt. e ein cylindrischer Schützen, welcher an dem unteren äusseren Rand des Mantels anschliesst und durch einen in der Zeichnung nicht angedeuteten Mechanismus auf und nieder bewegt werden kann. Wird dieser

Schützen ganz niedergelassen, so dass der untere Rand desselben auf dem äusseren Rand der Bodenplatte c aufsitzt; so bildet der Mantel b, der Schützen e und die Bodenplatte c einen Sack, aus welchem kein Wasser ausfliessen kann. Am oberen Ende des Mantels b läuft innen ein breiter Ring herum, und an der unteren Fläche desselben ist ein aus Holz gebildeter Körper angebracht, der als Uebergangsform dient. g g h h ist das Einlauf- oder Leitrad. Es besteht aus zwei ringförmigen Kronen und einer grösseren Anzahl von Leitschaufeln. Von dem inneren Rande der oberen Krone an geht eine konische Form h nach der Axe hin, und daselbst ist für den Durchgang der Axe eine Stopfbüchse angebracht. i i k k ist das Turbinenrad. Es besteht ebenfalls aus zwei ringförmigen Kronen, zwischen welchen eine grössere Anzahl krummer Radschaufeln i i enthalten ist. Der Körper k k des Rades hat die Form eines Konoides, und ist vermittelst einer Hülse an die Axe l gekeilt. Zwischen dem äusseren Umfang des Turbinenrades und dem inneren Umfang des Leitrades, so wie auch zwischen der unteren Ebene der unteren Radkrone und der oberen Ebene des horizontalen Mantelringes sind Spielräume gelassen, so dass das Rad frei beweglich ist und mit keinem festen Körper in Berührung kommt. Die Axe hat unten einen Zapfen, der sich in einer Pfanne m dreht, die durch Arme getragen wird; oben wird die Axe durch ein Zapfenlager gehalten und ist daselbst mit einem Transmissionsrad versehen.

Wenn der Schützen aufgezogen ist, gelangt das Wasser aus dem Zuflusskanal a durch die Kanäle des unbeweglichen Leitrades bis an den inneren Rand desselben, strömt daselbst nach einer beinahe tangentialen Richtung aus, gelangt in den Bereich der Radschaufeln i i, durchströmt dieses Rad, fällt innen aus demselben heraus, fliesst durch den Mantel b hinab, und strömt unten durch die cylindrische Oeffnung nach dem Abflusskanal n.

Diese Anordnung hat einige gute und einige nachtheilige Eigenschaften. Eine gute Eigenschaft ist es, dass die Räder so leicht zugänglich sind, und ohne Schwierigkeit ganz herausgenommen werden können. Eine nachtheilige Eigenschaft ist die beträchtliche Grösse, welche die Räder erhalten müssen, damit der innere Radquerschnitt, durch welchen das Wasser niederfliesst, gross genug ausfällt.

Fourneyron'sche Turbine, umgekehrte Aufstellung. Tafel 3, Fig. 5.

a ist das Ende des Rohres, durch welches das Wasser aus dem Zuflusskanal zur Turbine herabgeleitet wird. Dieses Rohr a mündet in den Maschinencylinder b ein, auf welchen das Rohrstück c c geschraubt ist, das in der Mitte mit einem hohlen conoidisch geformten Körper versehen ist. Drei oder vier Arme e, die an d und c angegossen sind, halten denselben. Gegen d ist der Körper des Leitschaufelrades f f geschraubt. h h ist das Turbinenrad, ganz ähnlich konstruirt, wie früher beschrieben wurde. Die Axe hat unten einen Zapfen und dieser dreht sich in einer Pfanne, die von dem Körper d getragen wird. Oben ist die Axe durch ein Lager gehalten und mit einem Transmissionsrad versehen.

Turbinen dieser Art sind schon mehrmals ausgeführt worden. Für grössere Gefälle können sie wohl gebraucht werden, indessen in neuester Zeit sind sie nicht mehr in der Mode.

Fourneyron'sche Turbine für grosse Gefälle, direkte Aufstellung. Tafel 4, Fig. 1.

Diese Turbine unterscheidet sich von der zuerst beschriebenen im Wesentlichen nur durch die Wasserzuleitung. Diese geschieht hier in einem Röhrensystem. a ist der Zuflusskanal, b eine Röhre, durch welche das Wasser aus dem Zuflusskanal a nach dem Maschinencylinder c herabgeleitet wird. Dieser Cylinder ist oben geschlossen, unten offen,

enthält ein Rohr d, das oben an den Deckel befestigt ist, unten aber den Teller e e des Leitrades trägt.

Das Turbinenrad f, welches das Leitrad e umgibt, ist so gebildet wie früher beschrieben wurde. Die Axe g dreht sich unten in einer Pfanne, geht frei durch das Rohr d und wird oben durch ein in der Zeichnung nicht angegebenes Lager gehalten.

Turbinen dieser Art hat bereits *Fourneyron* selbst mehrere ausgeführt, so in St. Blasien auf den Höhen des Schwarzwaldes für ein Gefälle von 180 Meter. Die Geschwindigkeit derselben war 2300 Umdrehungen in einer Minute. Eine ähnlich gebaute Turbine war auch in Türingen in Vorarlberg längere Zeit im Gang, ist aber nun durch ein Tangentialrad ersetzt. Das Gefälle betrug daselbst 76 Meter, die Geschwindigkeit 700 Umdrehungen in einer Minute.

Liegende Fourneyron'sche Turbine. Tafel 4, Fig. 2.

Man kann der Axe der Turbine auch eine horizontale Lage geben, wodurch die Ebene des Rades eine vertikale Lage erhält. Diese Aufstellung ist insofern zweckmässig, als der Cylindermantel c sehr sicher auf ein Steinfundament gelagert werden kann, und auch insofern als zuweilen eine horizontale Lage der Axe die Transmission vereinfacht. Für die Wirkung des Wassers auf das Rad ist es, wenigstens bei grossem Gefälle, ganz gleichgültig, welche Lage die Axe hat und ob die Räder oben oder unten angebracht werden, und es ist abgeschmackt, wenn auf derlei Variationen über das gleiche Grundthema Patente genommen und solche als neue Erfindungen bezeichnet werden. Man ist überhaupt in schlechter Gesellschaft, wenn man zu den technischen Erfindern gezählt wird. Ehrenhafte Ausnahmen sind selbstverständlich.

Die Turbine von Cadiat. Tafel 3, Fig. 6.

Diese Turbine ist eine Vereinfachung, aber zugleich Verschlechterung der *Fourneyron'*schen Turbine, die sich ergibt, wenn man bei letzterer sämmtliche Leitschaufeln weglässt und die Radschaufeln so krümmt, dass sie nicht nur den äusseren, sondern auch den inneren Umfang des Turbinenrades unter sehr kleinen Winkeln schneiden. Bei dieser Lage und Krümmung der Radschaufeln fällt die Differenz zwischen dem äusseren und inneren Halbmesser des Rades klein aus. *Cadiat* hat noch eine zweite Verschlechterung angebracht, die darin besteht, dass er, wie Tafel 3 Fig. 6 zeigt, den Schützen a am äusseren Umfang des Rades angebracht hat. Es sind mehrere *Cadiat'*sche Turbinen ausgeführt worden, wurden aber später durch andere Konstruktionen ersetzt. Die auf Tafel 2 Fig. 4 dargestellte ältere Turbine, welche wir früher beschrieben haben, ist nichts anderes, als eine *Cadiat'*sche Turbine mit umgekehrter Aufstellung.

Schott'sche Turbine. Tafel 4, Fig. 3 und 4.

Diese Turbine ist dem Wesen nach das *Segner'*sche Rad oder die Turbine von *Manoury*, welche wir früher beschrieben haben. Auch kann man sie als eine Spezialisirung der *Fourneyron'*schen ansehen. Wenn man nämlich bei dieser letztern die Leitschaufeln weglässt, und das Rad mit nur wenigen Radschaufeln versieht, endlich die umgekehrte Aufstellung anwendet, so entsteht diese *Schott'*sche Turbine. Diesen Namen hat sie in neuerer Zeit erhalten, weil sie in Schottland von einem Ingenieur Namens *Whitlaw* vielmals ausgeführt worden ist. Die oben dargestellte Turbine ist, was das Detail anbelangt, etwas anders eingerichtet, als die Turbine von *Whitlaw*. a ist das Zuflussrohr, es mündet in den Maschinencylinder b, der auf ein Sockelgehäuse gestellt ist. Auf

diesem ist eine Röhre befestigt, die sich oben nach einer schirmförmigen Fläche c c erweitert. Das Rad hat drei Kanäle d d d, kehrt seine untere Oeffnung dem oberen Rande des Maschinencylinders zu, und daselbst ist eine Dichtung vorhanden, welche gegen Wasserverlust schützen soll, aber leider viele Reibung verursacht. Der Radkörper ist mit einer Axe e verbunden, die sich unten im Sockelgehäuse bei f in einer Pfanne dreht, oben durch ein Axenlager gehalten wird. Wenn der Grundsatz, auf welchem die *Fourneyron*'sche Turbine beruht, richtig ist, so kann diese *Schott*'sche Turbine unmöglich auf einem richtigen Grundsatz beruhen, denn sie entsteht ja, wie wir gesehen haben, nur durch Weglassung von wesentlichen Elementen der *Fourneyron*'schen Turbine. Die Praktiker haben lange für diese *Schott*'sche Turbine geschwärmt und ihre Einfachheit, Solidität und leichte Behandlung gerühmt. Allein das alles hat sich nicht bestätigt, die Turbine wird wenigstens auf dem Kontinent nicht mehr gebaut, und die Schwierigkeit der Herstellung einer sicher verschliessenden und doch wenig Reibung verursachenden Dichtung hat sich nur zu deutlich gezeigt.

Schott'sche Doppel-Turbine. Tafel 4, Fig. 5 und 6.

a ist der horizontal liegende Maschinencylinder, nach welchem das Wasser aus dem Zuflusskanal in Röhren herabgeleitet wird. Dieser Cylinder a hat zwei seitliche cylindrische Ansatzröhren b b und diese leiten das Wasser in die zwei Turbinenräder c c, die sich an einer Axe d befinden. Auf diese Weise heben sich die Wasserpressungen gegen die Radkörper auf, was die Konstruktion vereinfacht. Eine gewisse Lokalität hat mich einstens auf den Gedanken dieser Anordnung geführt. Von irgend einem praktischen Werth ist jedoch die Sache heut zu Tage nicht mehr.

Voll-Turbinen mit übereinander liegenden Rädern.

Bei den *Fourneyron*'schen Turbinen liegen die beiden Räder (das Turbinenrad und das Leitrad) koncentrisch in einander. Diess hat zur Folge, dass das Wasser ziemlich verwickelte Bahnen durchlaufen muss, um aus dem Zuflusskanal bis in das Turbinenrad zu gelangen, und dass ferner die Konstruktion dieser Turbine verhältnissmässig komplizirt ausfällt. Auch ist wenigstens bei Anordnungen für kleinere Gefälle die Aufstellung und Beaufsichtigung schwierig und etwaige Reparaturarbeiten lassen sich nur nach einer vorausgegangenen lästigen Demontirung der Maschine vornehmen. Diese Erwägungen haben mich schon in der frühesten Zeit meiner Studien über die Turbine zu dem Gedanken geführt, dass es vortheilhafter wäre, die Räder übereinander zu legen und das Wasser nach vertikaler Richtung durchströmen zu lassen. Allein es gelang mir nicht, in diesem Falle einen zweckmässigen Schützen zur Regulirung des Wasserzuflusses ausfindig zu machen, und dies veranlasste mich damals, die Anordnung mit zwei übereinanderliegenden Rädern aufzugeben. Wahrscheinlich haben diesen Gedanken auch Andere erfasst, aber zu einem glücklichen Erfolg ist derselbe erst bei den Turbinen gediehen, die ich der Kürze wegen die *Jonval*'sche nennen will, weil die erste praktische Ausführung und spätere Verbreitung dieser Turbine mit *Jonval* beginnt. Die ersten praktisch günstigen Erfolge haben jedoch erst die Herren *Andrae Köchlin* in Mühlhausen erzielt. Die eigentliche Erfindung besteht bei diesen Turbinen nicht eigentlich darin, dass die Räder übereinander gestellt sind, sondern dass sie sich in einer je nach Umständen gekrümmten Röhre befinden, durch welche das Wasser aus dem Zuflusskanal in den Abflusskanal strömt. Indem das Wasser die in der Röhre befindlichen Räder durchströmt, gibt es die lebendige Kraft, die ihm vermöge des Gefälles zukommt, an das Turbinenrad ab und fliesst unten ohnmächtig ab. Diese Aufstellung der Räder in Verbindung mit der Uebereinanderstellung hat

dieser Maschine ihren hohen praktischen Werth verliehen. Wir lassen nun eine lange Reihe von derartigen Turbinen folgen, wodurch gleichsam alle logischen Möglichkeiten der Realisirung des gleichen Grundgedankens vor Augen gestellt werden. Dabei ist es uns vorläufig gar noch nicht um den praktischen Werth der Anordnungen zu thun; dieser wird sich später durch das wissenschaftliche Studium ergeben. Kurz, wir schicken eine Naturgeschichte der *Jonval*'schen Turbinen voraus.

Jonval'sche Turbine für kleine Gefälle. Tafel 5, Fig. 1 und 2.

a ist der Zuflusskanal, b der Abflusskanal. Vom Boden des ersteren an hängt ein Rohr c herab, das oben konisch, unten cylindrisch geformt ist. Es taucht bis zu einer gewissen Tiefe in das Unterwasser ein. In diesem Rohr (dem Turbinenmantel) befinden sich die beiden Räder. d ist das unbewegliche Einlaufrad. Der Körper desselben kann am deutlichsten an der in Fig. 3 im Durchschnitt dargestellten Turbine erkannt werden. Dieser Körper ist ein cylindrischer Ring mit einem konischen Deckel, der an der Spitze eine Oeffnung hat und für den dichten Durchgang der Turbinenaxe mit einer Stopfbüchse versehen ist. Von dieser Wand gehen die Leitschaufeln aus, deren Form man sich auf folgende Weise entstanden denken kann. Man verzeichne auf der äusseren cylindrischen Fläche des Radkörpers eine krumme Linie, welche den oberen Rand nahe unten in einem rechten Winkel, den unteren Rand dagegen unter einem kleinen spitzen Winkel schneidet, und denke sich nun, dass eine gerade Linie längs der geometrischen Axe des Cylinders so herab bewegt werde, dass sie in jeder Position diese Axe senkrecht durchschneidet und durch einen Punkt der auf dem Cylinder verzeichneten Kurve geht. Hierdurch entsteht eine Art Schraubenfläche und dies ist die Form einer Leitschaufel des Einlaufrades. Denkt man sich, dass das ganze System der Schraubenflächen aller Leitschaufeln durch eine Kegelfläche geschnitten werde, deren Form mit der inneren Fläche des oberen konischen Theiles des Mantels c übereinstimmt, so erhält man die äusseren Begränzungen der Schaufeln. Dieses Einlaufrad ist einfach in den konischen Trichter des Mantels eingelegt, so dass die äusseren Umfangskanten der Schaufeln die innere Fläche des Trichters berühren. Eine weitere Befestigung des Einlaufrades ist nicht vorhanden und nicht erforderlich. Das Turbinenrad e ist ähnlich gebildet. Der Körper desselben ist, wie am deutlichsten Fig. 3 zeigt, ein cylindrischer Ring mit einem ebenen Boden, der in der Mitte mit einer Hülse zur Befestigung an die Turbinenaxe g versehen ist. Die Schaufelflächen sind ebenfalls nach Schraubenflächen geformt. Die äusseren Umfangskanten liegen jedoch in der Fläche eines Kreiscylinders, dessen Durchmesser etwas kleiner ist, als der innere Durchmesser des cylindrischen Theiles des Mantels c. Wie aus Fig. 1 zu ersehen ist, sind die Krümmungen der Schaufeln des Turbinenrades den Krümmungen der Schaufeln des Leitrades entgegengesetzt, und es hat das Ansehen, wie wenn das aus den Leitschaufelkanälen ausströmende Wasser gegen die Schaufeln des Turbinenrades stossen müsste; allein, wenn das Turbinenrad im richtigen Gang ist, stimmt die Richtung der relativen Bewegung des aus den Leitschaufelkanälen ausströmenden Wassers gegen das Rad mit der Richtung der Radschaufeln an der oberen Ebene des Rades überein, und so kommt es dann bei diesem regelmässigen Gang oder Trieb, dass der Eintritt des Wassers in das Turbinenrad ohne Stoss erfolgt. Die Axe g des Rades dreht sich unten in einer Pfanne f, die durch drei oder vier vom Cylindermantel ausgehende eiserne Arme getragen wird; oben wird die Axe durch ein Axenlager gehalten und ist mit einem Transmissionsrad versehen. Das Wasser strömt aus dem Zuflusskanal durch die Kanäle des unbeweglichen Leitrades, springt in das Turbinenrad über, durchströmt es mit seiner lebendigen Kraft, treibt es nach der Richtung des Pfeiles herum und fliesst dann ohnmächtig nieder wirbelnd in den Abflusskanal herab. Man

erkennt sogleich, dass die Aufstellung und Bedienung dieser Turbine viel einfacher ist, als die *Fourneyron*'sche, indem die beiden Räder leicht von oben herab eingesetzt und nach oben hinauf herausgenommen werden können.

Jonval'sche Turbine für grössere Gefälle. Tafel 5, Fig. 3.

Diese ganz im Durchschnitt dargestellte Turbine unterscheidet sich von der vorhergehenden nur durch zwei Dinge, 1. ist der cylindrische Theil des Mantels c viel länger und 2. sitzt der Mantel unten mit einzelnen rippenförmigen Füssen auf einer Grundplatte i auf, die eine konoidische Form hat. Auch ist am untern Rand des Mantels ein Ringschützen h angebracht, wodurch der Wasserzufluss regulirt oder auch ganz aufgehoben werden kann. Allein wir werden in der Folge bei der theoretischen Behandlung des Gegenstandes leider kennen lernen, dass dieser Schützen eigentlich nur zum gänzlichen Abstellen der Turbine gute Dienste leistet, zur Regulirung des Wasserzuflusses aber nicht gebraucht werden kann, denn wenn man z. B. den Schützen so weit niedersenkt, dass nur die Hälfte von derjenigen Wassermenge durchfliesst, die bei ganz aufgezogenem Schützen durchgeht, so wird das Güteverhältniss der Turbine, d. h. das Verhältniss zwischen dem Nutzeffekt, den sie entwickelt, und dem absoluten Effekt der Wasserkraft, sehr klein. Vortheilhaft kann also die Wasserkraft nur bei ganz aufgezogenem Schützen benützt werden. Bei einer guten Regulirung müsste dagegen das Güteverhältniss ein gleich grosses bleiben, ob man viel oder wenig Wasser auf die Turbine wirken lässt. Es ist leicht zu erkennen, dass die Anwendbarkeit dieser Turbine beschränkt ist. Es darf nämlich, theoretisch gesprochen, die Höhe der unteren Ebene des Turbinenrades über dem Wasserspiegel im Abflusskanal nicht mehr als 10 Meter, d. h. nicht mehr als die Höhe der Wassersäule betragen, welche durch den Druck der Atmosphäre getragen wird; ja in der Praxis kann diese Höhe nicht mehr als circa 8 Meter sein; denn wenn sie höher als 10 Meter und z. B. 12 Meter wird, bildet sich unter dem Rand ein leerer Raum von 2 Meter Höhe, durch welchen das Wasser aus dem Rad herabregnet, und diese Höhe von 2 Meter ist für die Wirkung des Wassers auf das Rad ganz verloren. Aber innerhalb dieser Grenzen leistet diese Aufstellung vortreffliche Dienste, indem die Räder am oberen Ende des Rohres angebracht werden können, also leicht zugänglich sind, leicht eingesetzt und wieder herausgezogen werden können, die Turbinenaxe leicht und kurz sein kann, die relative Lage der Räder gegen den Mantel vollkommen gesichert ist, kostspielige Fundamentirungen und Brückenbauten nicht nothwendig sind u. s. w. Wenn es möglich wäre, einen ganz richtig wirkenden Regulirschützen anzubringen, würde diese Turbine wenig zu wünschen übrig lassen. Von den verschiedenen Regulirschützen wird später die Rede sein.

Jonval'sche Turbine. Mittlere Aufstellung. Tafel 5, Fig. 4.

Wenn das Gefälle grösser als 8 bis 10 Meter ist, kann diese mittlere Aufstellung gewählt werden. Zwei solche Turbinen, eine von 80, die andere von 120 Pferdekraft, betreiben eine grosse Spinnerei zu Atzenbach im Badischen Wiesenthal. Sie sind auf der grossen Tafel XVII. abgebildet, von *Trück* entworfen und in Esslingen ausgeführt. Der Theil der Maschine bis zur oberen Ebene des Einlaufrades ist identisch wie bei der vorhergehenden Turbine, Fig. 3; aber oberhalb des Einlaufrads erhebt sich ein mit einem Deckel geschlossener Cylinder a, nach welchem das Wasser aus dem Zuflusskanal c durch das Rohr b niederfliesst. Das Rohr b sitzt unten auf einem Mauerwerk. Der Cylinder a muss noch durch eine in der Zeichnung nicht dargestellte Mauerplatte getragen und gehalten werden. Diese Aufstellung kann möglicher Weise für die grössten Gefälle

gebraucht werden, denn die Höhe des oberen Rohres ist nicht beschränkt, und es ist nur nothwendig, dass die Höhe des Turbinenrades über dem Spiegel des Unterwassers nicht mehr als circa 8 Meter betrage. Indessen, praktisch ist diese Aufstellung doch nicht, weil die Räder im Innern eingeschlossen, also schwer zugänglich sind. Will man sie heraus machen, und dann wiederum einsetzen, so muss der Deckel des Cylinders a los gemacht und abgehoben werden. Auch die Stopfbüchse am Deckel für den Durchgang der Axe ist fatal, weil für Wellen, die sich drehen, Stopfbüchsendichtungen nicht gut gemacht werden können. Ich habe schon in meinem ersten Werk über Turbinen eine ähnliche Aufstellung beschrieben, und nach dieser wurden die Atzenbacher Turbinen ausgeführt, und zwar gegen meinen Rath. Indessen die Ausführung gelang doch, die Turbinen sind heute noch im Gang, leisten gute Dienste, aber über Unbequemlichkeit der Behandlung beklagt man sich doch, und die Zapfen machen viele Schwierigkeiten, was theilweise von dieser Aufstellungsart herrührt.

Jonval'sche Turbine. Umgekehrte Aufstellung. Tafel 5, Fig. 5.

Diese Aufstellung habe ich im Jahr 1845 für die Lokalität *Atzenbach* ausgedacht und zur Ausführung vorgeschlagen. Der Fabrikant hatte aber nicht den Muth, meinen Vorschlag anzunehmen.

Einige Jahre später hat *Trück* eine solche Turbine für eine Fabrik bei Frankfurt am Main ausgeführt, die noch im Gange ist und gute Dienste leistet. Sie ist auf Tafel XVI. konstruktiv dargestellt und wird später im Detail beschrieben. Das Wasser wird aus dem Zuflusskanal a durch das Rohr b in den auf einem Fundament stehenden Maschinencylinder c geleitet. Vor demselben ist eine Drehklappe i angebracht. Auf den oberen Rand des Cylinders c ist ein kurzer mit äusseren Flantschen versehener Cylinder d d geschraubt, der im Innern einen konoidisch geformten Körper e enthält. Drei von der Cylinderwand ausgehende Arme halten diesen Körper, und auf denselben ist das Einlaufrad g gelegt und angeschraubt. Die Lage desselben ist jedoch die umgekehrte von derjenigen der früher beschriebenen Turbinen. Die Leitschaufeln sind nämlich hier gegen die obere Ebene des Leitrades schwach geneigt, bilden aber mit der untern Ebene beinahe einen rechten Winkel. Gegen den Körper e ist auch eine Pfanne befestigt, in welcher der untere Zapfen der Turbinenaxe läuft. h ist das Turbinenrad, ebenfalls in umgekehrter, d. h. in einer solchen Stellung, dass die Radschaufeln die untere Ebene des Rades unter einem grösseren, die obere Ebene des Rades dagegen unter einem kleinen Winkel schneiden. f ist eine an die Flantsche des Cylinders d geschraubte, unten konisch, oben cylindrisch geformte Umhüllung. Die innere Fläche des Kegels berührt die äusseren Umfangskanten der Leitschaufeln. Zwischen den Umfangskanten der Radschaufeln und der inneren cylindrischen Fläche des Mantels f ist jedoch ein kleiner Spielraum gelassen. Der Abflusskanal k umgibt von drei Seiten den Mantel f. Die Wirkung des Wassers auf die Turbine ist selbstverständlich, und ohne in eine theoretische Betrachtung einzugehen, ist zu errathen, dass auch bei dieser Aufstellung die Kraft des Wassers eben so nutzbar gemacht werden kann, wie bei den früher beschriebenen Turbinen. Theoretisch gesprochen kann diese Anordnung selbst für die höchsten Gefälle gebraucht werden; geht man aber auf die praktischen Verhältnisse ein, so erkennt man leicht, dass die Anwendbarkeit dieser Turbine beschränkt wird. Für kleine Gefälle und grosse Wassermassen ist doch die direkte Aufstellung Fig. 1 weit einfacher; ebenso auch für mittlere Gefälle. Fig. 3.

Für sehr hohe Gefälle und ganz kleine Wassermassen fällt diese Turbine wie alle Voll-Turbinen so klein aus, dass sie nun mehr noch eine Modellgrösse hat, und selbst bis zur Kleinheit einer Tabattiere zusammengeht, und dann werden die Krümmungs-

halbmesser der Schaufelkrümmung so klein, dass das Wasser bei seiner grossen Geschwindigkeit den so stark gekrümmten Schaufeln nicht mehr folgt, und dann wird die Geschwindigkeit dieser Turbine bei hohem Gefälle so gross, dass die Zapfen nicht mehr haltbar sind. Die Turbine bei Frankfurt hat nur einen Durchmesser von 0·3 Meter und macht in der Minute 720 Umdrehungen.

Jonval'sche Turbine mit einem Ueberwasser-Zapfen. Tafel 6, Fig. 1.

Diese Turbine unterscheidet sich von der auf Tafel 5, Figur 1 abgebildeten und überhaupt von den im Vorhergehenden beschriebenen Turbinen durch die Zapfenrichtung. Der Zapfen, um welchen sich die Turbine dreht, befindet sich nämlich ganz oberhalb des Wasserspiegels des Zuflusskanals.

a ist eine Art Pfannenstuhl, welcher eine unbewegliche vertikal aufgestellte Stange b trägt, die sich bis über den Wasserspiegel des Zuflusskanals erhebt und mit einem nach aufwärts gekehrten vertikalen Zapfen endiget. Das Turbinenrad c ist nicht mit einer Axe, sondern mit einem Rohre d d versehen, das unten und oben an der Stange anliegt, aber bei e durch ein Lager gehalten wird, sich über das Ende der Stange b erhebt und mit einer in dem hohlen Ende befindlichen nach abwärts gekehrten Pfanne oder Hut versehen ist, der über den Zapfen der Stange b gesetzt ist. Man kann auch die Sache umkehren, indem man die Stange oben mit einer nach aufwärts gekehrten Pfanne und das hohle Röhrenende mit einem nach abwärts gekehrten cylindrischen Zapfen versieht, der sich in der Pfanne dreht. Derartige Zapfeneinrichtungen sind auf Tafel XII. konstruktiv dargestellt und werden in der Folge eingehend besprochen. Vorläufig genügt es, dass wir den Grundgedanken dieser Aufstellung kennen gelernt haben. Sie ist von *Fontaine* erfunden und wird sehr oft angewendet. Die leichte Zugänglichkeit des Zapfens und der Umstand, dass er so direkt geölt werden kann, und mit dem Wasser, das oft scharfen Quarzsand enthält, nicht in Berührung kommt, das alles sind gute Eigenschaften dieser Einrichtung. Sie ist jedoch viel komplizirter als die im Vorhergehenden beschriebenen Anordnungen.

Liegende Jonval'sche Turbine. Tafel 6, Fig. 2.

Diese hier dargestellte Turbine hat Aehnlichkeit mit der in Tafel 5, Fig. 4, d. h. mit der Turbine von *Atzenbach;* nur der Unterschied besteht, dass hier die Turbinenaxe und der Turbinencylinder horizontale Lager haben. Das Zuflussrohr a ist abgekürzt gezeichnet, damit die Figur keine unnöthige Ausdehnung erhält. Die Turbinenaxe b geht durch zwei Stopfbüchsen d und c, müsste aber auch noch im Innern des Cylinders durch ein Lager in der Nähe des Rades gehalten werden. Am Abflussrohr ist unten eine Drehklappe statt eines Schützens angebracht. Eine Regulirung, bei welcher das Güteverhältniss stets gleich gross bliebe, ob man viel oder wenig Wasser auf die Turbine wirken liesse, kann natürlich durch diese Drehklappe eben so wenig hervorgebracht werden, als durch die früher beschriebenen Ringschützen.

Von praktischem Werth ist diese Anordnung nicht; ich selbst möchte sie zur Ausführung nicht empfehlen. Diese Anordnung, so wie so manche andere, die bereits beschrieben wurde und später beschrieben wird, habe ich nur für den konstruktiven Unterricht ausgedacht. Man will doch nicht immer die gleichen Aufgaben lösen lassen, und ist desshalb veranlasst, alle denkbaren Möglichkeiten hervorzubringen.

Jonval'sche Miederdruck-Turbine ohne Leitschaufeln. Tafel 6, Fig. 3.

Dies ist eine Vereinfachung, aber zugleich auch eine Verschlechterung der *Jonval*'schen Turbine, und verhält sich zu dieser wie die Turbine von *Cadiat* zu jener von *Fourneyron*. Sie ist von keinem praktischen Werth, weil der Nutzeffekt unmöglich günstig ausfallen kann. Das Rad a, der Körper b und das Rohr c bilden einen Körper, der mit der Axe d verbunden ist. Diese dreht sich unten in einer Pfanne e und wird oben durch ein Lager gehalten.

Schrauben-Turbine mit Fontain'schen Zapfen. Tafel 6, Fig. 4.

Wenn man sich die Aufgabe stellt, eine möglichst einfache Turbine anzuordnen, so wird man zu dem Gedanken geleitet, nicht nur die Leitschaufeln ganz wegzulassen, sondern auch noch möglichst wenige Radschaufeln anzuwenden. Dies führt zu der in Fig. 4 dargestellten Turbine, bei welcher zwei Schraubenflächen als Radschaufeln angebracht sind. Die Modellsammlung der Schule besitzt ein Modell von einer solchen Turbine. Es wurde im Jahre 1846 angefertigt, aber auch andere Konstrukteurs sind auf den gleichen Gedanken gekommen. Dass hier, wie Fig. 4 zeigt, ein *Fontain*'scher Ueberwasser-Zapfen angebracht ist, gehört selbstverständlich nicht zur Charakteristik dieser Turbine, die übrigens von keinem praktischen Werth ist, denn der Nutzeffekt kann wohl nicht mehr als 40 bis 45 Prozent betragen, und die Anfertigungskosten werden kaum geringer sein, als bei einer Turbine mit einer grössern Anzahl von Leitschaufeln und Radschaufeln.

Liegende Jonval'sche Halb-Turbine. Tafel 6, Fig. 5.

Hier liegt die Axe horizontal, etwas über dem Wasserspiegel eines Wasserlaufes ohne Gefälle; das Rad a hat ringsum Schaufeln. Der Einlauf wird durch ein mit Schaufeln b versehenes halbes Rad gebildet. Es dürfte schwer halten, eine noch unpraktischere Anordnung, als diese ist, auszudenken.

Jonval'sche Turbine mit Zapfenständer. Tafel 6, Fig. 6.

Diese Turbine unterscheidet sich von der in Tafel 5, Fig. 1 abgebildeten nur allein durch die Art und Weise, wie die Axe getragen wird. Es ist nämlich hier auf den Boden des Abflusskanals ein Zapfenständer gesetzt, welcher die Pfanne trägt, in der sich der Axenzapfen dreht. Wenn sich das Ständerfundament etwas einseitig senkt, oder wenn sich die gewöhnlich aus Balken bestehende Brücke, welche den Wasserkasten trägt, verzieht oder wirft, wird die richtige Uebereinanderlagerung der beiden Räder gestört, was bei der in Tafel 5, Fig. 1 dargestellten Anordnung, bei welcher der Pfannenträger mit dem Turbinenmantel direkt verbunden ist, nicht eintreten kann. Die Anordnung Tafel 5, Fig. 1 verdient daher den Vorzug.

Jonval'sche Zwillings-Turbinen. Tafel 7, Fig. 1.

Es folgt nun die Beschreibung von fünf Turbinen, die ich *Jonval*'sche Zwillings-Turbinen nennen will. Es ist aber mit diesen Anordnungen nicht sehr ernst gemeint; es sind nur Variationen über einen Gedanken, der wohl prinzipiell tadellos ist, dessen Realisirung jedoch zu grossen Komplikationen führt.

Die *Jonval*'schen Voll-Turbinen erhalten ungemein kleine Dimensionen und übermässige Geschwindigkeiten, wenn das Gefälle gross und die Wassermenge klein ist.

Dies hat mich auf den Gedanken geführt, dass man in solchen Fällen zwei Turbinen in der Weise in Verbindung bringen könnte, dass jede derselben die Hälfte des Gefälles benutzt, wodurch der Durchmesser der Turbine im Verhältniss 1 : 1·2 vergrössert und die Anzahl der Umdrehungen im Verhältniss 1 : 0·596 vermindert wird. Vom theoretischen Standpunkt aus ist also gegen diesen Gedanken nichts einzuwenden, wohl aber vom praktischen. Ich bin also weit davon entfernt, diese Zwillingsturbinen für die Ausführung zu empfehlen, glaube aber doch, dass es von einigem Interesse sein dürfte, diesen Gedanken kennen zu lernen.

Erste Zwillings-Turbine. Tafel 7, Fig. 1.

Fig. 1 ist eine Zwillings-Turbine in einfachster Form. Die beiden Turbinen befinden sich in dem gleichen, grösstentheils cylindrischen, theilweise aber konischen vertikalen Rohre a a, durch welches das Wasser aus dem Zuflusskanal b nach dem Abflusskanal niederfliesst, und jede derselben bewegt sich im Beharrungszustand so, wie wenn nur die Hälfte des Gefälles auf sie einwirkte. Die Tiefe der oberen Turbine unter dem Wasserspiegel im Zuflusskanal ist innerhalb gewisser Grenzen willkürlich, ebenso auch die Höhe der unteren Turbine über dem Spiegel des Wasssers im Abflusskanal. Es ist vorauszusehen, dass die untere Turbine nicht so gut wirken wird, als die obere, denn das Wasser verlässt die obere Turbine in einem verwirbelten Zustande, und kommt in diesem Zustand in die untere Turbine. Ein misslicher Umstand ist die lange Axe und der starke Druck des unteren Zapfens gegen die Pfanne.

Wir werden in der Folge die Theorie dieser Turbine entwickeln, woraus sich dann die Bedingungen ihrer Konstruktion ergeben werden.

Zweite Zwillings-Turbine. Tafel 7, Fig. 2.

Diese unterscheidet sich von der vorhergehenden durch die Kommunikation der beiden Turbinen und durch den Ort, wo das erste Transmissionsrad angebracht ist. Das Wasser gelangt aus dem Zuflusskanal in die obere Turbine, sammelt sich in dem Cylinder b, und fliesst durch die beiden seitlichen Röhren c c nach dem Cylinder d der zweiten Turbine nieder. Hat es auch diese durchströmt, so gelangt es durch den Cylinder e und durch den unteren Ringschützen in den Abflusskanal i. Die beiden Turbinen sind durch eine gemeinschaftliche Axe verbunden, die sich unter der unteren Turbine in einer Pfanne bewegt, bei h und g durch Stopfbüchsen geht und in dem Raum zwischen c d e b mit einem Transmissionsrad versehen ist. Die obere Turbine treibt also herab, die untere Turbine hinauf. Auch bei dieser Anordnung sind die Positionen der beiden Turbinen innerhalb gewisser Grenzen willkürlich und jede derselben bewegt sich im Beharrungszustand so, wie wenn auf dieselbe die ganze Wassermenge aber mit halbem Gefälle einwirkt. Wenn man nicht blos zwei, sondern n Turbinen an eine und dieselbe Axe anbringt, würde jede derselben so wirken, wie wenn die ganze Wassermenge und der nte Theil des totalen Gefälles thätig wäre.

Dritte Zwillings-Turbine. Tafel 7, Fig. 3.

Hier sind zwei Hochdruckturbinen übereinander gebaut und durch eine gemeinschaftliche Axe verbunden. Das Wasser gelangt aus dem Zuflusskanal a in die obere Turbine, sammelt sich dann im Behälter b und fliesst von diesem aus durch zwei Röhren c c in das obere offene Becken d nieder. Von da aus durchströmt es die untere Turbine und das Rohr e und gelangt zuletzt in den Abflusskanal g. Die gemeinschaftliche Turbinenaxe

dreht sich unterhalb der unteren Turbine mit einem Zapfen in einer Pfanne, geht bei f durch eine Stopfbüchse, und ist in dem Raum zwischen b c c d mit einem Transmissionsrad versehen.

Vierte Zwillings-Turbine. Tafel 7, Fig. 4.

Bei dieser Anordnung befinden sich die beiden Turbinen neben einander auf gleicher Höhe, haben aber entgegengesetzte Lagen. Das Wasser gelangt aus dem Zuflusskanal a durch das Rohr b unter die Turbine c mit umgekehrter Aufstellung (das Einlaufrad unter dem Turbinenrad), durchströmt diese Turbine nach aufwärts, sammelt sich in dem offenen Becken d, fliesst dann in die zweite direkt aufgestellte (Leitrad oberhalb des Turbinenrades) Turbine e, und gelangt endlich durch das Rohr f in den Abflusskanal. Die Turbinen haben *Fontain*'sche Ueberwasser-Zapfen, und stehen oben durch zwei Stirnräder k und l in Verbindung. Durch die Axe m wird die vereinte Kraft der Turbinen fortgeleitet. Diese Aufstellung ist sehr komplizirt und zur Ausführung nicht zu empfehlen. Es ist auch nur eine konstruktive Schulaufgabe. Für den konstruktiven Unterricht an der Schule führe ich ein Aufgabenbuch, zeichne in dasselbe in leichten Skizzen allerlei Gedanken, die sich gelegentlich darbieten, und lasse dann diese Skizzen durch die Schüler konstruktiv durchführen. Viele von diesen Turbinen, welche ich hier beschreibe, sind Auszüge aus diesem Skizzenbuche.

Fünfte Zwillings-Turbine. Tafel 7, Fig. 5.

Bei den vorhergehenden Zwillings-Turbinen wirkt auf jede einzelne derselben die ganze Wassermenge mit halbem Gefälle; bei dieser fünften Turbine dagegen ist es umgekehrt, indem auf jedes Rad die halbe Wassermenge mit ganzem Gefälle wirkt. Das Wasser gelangt aus dem Zuflusskanal a durch das Rohr b in den liegenden Maschinencylinder c, theilt sich daselbst in zwei Ströme, von denen der eine die Turbine d, der andere die Turbine e durchfliesst, und diese Ströme setzen dann durch f und g und durch die Röhren h und i ihren Weg nach dem Abflusskanal k fort. Beide Turbinen haben eine gemeinschaftliche liegende Axe, die durch mehrere Lager gehalten werden muss. Links geht diese Axe durch eine Stopfbüchse, und die Transmissionsräder m bringen endlich die Kraft in die aufrechte Axe n. Auch diese Turbine ist ein konstruktives Uebungsexempel und wird wohl schwerlich jemals zur Ausführung kommen.

Regulirung des Wasserzuflusses.

Diese Voll-Turbinen, welche wir im Vorhergehenden beschrieben haben, geben bei reichlichem und konstantem Wasserzufluss recht gute Effekte. Aber so wie der Wasserzufluss zur vollständigen Füllung der Turbine nicht mehr ausreicht, wird man gezwungen, an einer oder an mehreren Stellen die Querschnitte der Oeffnungen, welche das Wasser durchströmt, zu verkleinern, und dadurch entstehen in der Regel entweder Unregelmässigkeiten, Störungen oder Hemmungen in der Bewegung des Wassers, oder fehlerhafte Querschnittsverhältnisse, wodurch, wie die Theorie und die Erfahrung beweiset, das Güteverhältniss dieser Turbine beträchtlich abnimmt. Es ist dies eine sehr fatale schwache Seite der Turbinen, von welcher die Wasserräder ganz frei sind, denn diese geben in der Regel (und insbesondere die oberschlächtigen Räder) bessere Effekte bei

schwachem als bei reichem Wasserzufluss. Man hat schon mancherlei Einrichtungen zur Regulirung des Wasserzuflusses ausgedacht und in Anwendung gebracht, aber noch keine hat den Anforderungen ganz entsprochen. Diese Vorrichtungen sollen nun beschrieben werden.

Erste Regulirung. Tafel 8, Fig. 1 zeigt eine *Fourneyron*'sche Turbine mit denjenigen Einrichtungen, welche der Erfinder selbst angewendet hat, um zu bewirken, dass die Turbine mit viel und mit wenig Wasser ungefähr gleich günstige Effekte gibt. Das Turbinenrad ist durch zwei Zwischenkronen a a und b b in drei Abtheilungen getheilt. Der Schützen c mit den Beilagen ist bereits früher bei der Beschreibung von Tafel 3, Fig. 1 erklärt worden. Ist die Wassermenge, welche man auf das Rad wirken lassen kann oder wirken lassen will, gerade so gross, dass sie durchfliesst, wenn man den Schützen so weit aufzieht, dass sein unterer Rand bis an die erste, zweite oder dritte Krone reicht, so füllt das Wasser die Radkanäle, welche es durchströmt, vollkommen aus, das Wasser wird dann durch die Kanalwände sicher geleitet und bringt unter solchen Umständen eine günstige Wirkung hervor. Wenn aber die Wassermenge, welche man auf das Rad wirken lassen will, kann oder soll, von einer solchen Grösse ist, dass der Rand des Schützens zwischen zwei Kronen zu stehen kommt, so füllt das Wasser die Kanäle des Rades nicht vollständig aus, wird nicht sicher geleitet, sprüht nur durch das Rad, und die Wirkung fällt dann in dem Maasse ungünstig aus, als die Summe der Höhen der Radkanäle, welche vom Wasser durchströmt werden, grösser ist, als die Höhe der Schützenöffnung. Es ist also eine unvollkommene Regulirung, weil das Güteverhältniss periodisch veränderlich ist.

Zweite Regulirung für eine Fourneyron'sche Turbine. Tafel 8, Fig. 2 und 3. Hier geschieht die Regulirung am innern Umfang des Einlaufrades. Die Schaufeln dieses Rades sind nicht bis an die Axe herein fortgesetzt und der Cylindermantel a a erhebt sich von dem innern Rand des Einlaufrades an. An diesem Rand sind mehrere Schieber b b angebracht, von denen jeder durch ein besonderes Stängelchen in die Höhe gezogen werden kann. Auf diese Weise kann man freilich innerhalb gewisser Grenzen jede beliebige Wassermenge in das Rad leiten, allein wenn nur einzelne von diesen Schiebern aufgezogen werden, strömt das Wasser nur in einzelnen von einander getrennten Strahlen in das Rad, dieses ist dann nicht erfüllt, das Wasser fliesst nicht als eine zusammenhängende Masse, sondern zersplittert und sprüht durch das Rad. Dass unter solchen Umständen eine günstige Wirkung nicht erzielt werden kann, ist wohl selbstverständlich.

Dritte Regulirung. Jonval-Turbine. Tafel 8, Fig. 4. Hier sind an der oberen Ebene des Einlaufrades Klappen aus Blech oder Gussplatten angebracht. Sie drehen sich im Gewerbe. Für jede solche Klappe ist ein Stängelchen e mit einem Griff vorhanden, und die Klappe ist vermittelst eines Drahtes b oder dünnen Stängelchens an das Zugstängelchen e gehängt. Auch diese Regulirung ist sehr unvollkommen, weil jedesmal, wenn nur einzelne Klappen geöffnet sind, auch nur einzelne Kanäle des Leitrades gefüllt werden und das Wasser den Kanal des Turbinenrades nicht vollständig ausfüllt. Dass der Ringschützen e e nur zum Anlassen und Abstellen der Maschine gute Dienste leistet, zur eigentlichen Regulirung des Wasserzuflusses aber nicht gebraucht werden kann, ist bereits Seite 12 erklärt oder ausgesprochen worden, und wird in der Folge nachgewiesen werden.

Vierte Regulirung. Jonval-Turbine. Tafel 8, Fig. 5. Hier ist das Einlaufrad und das Turbinenrad durch eine cylindrische Wand in zwei Abtheilungen c c d d und a a b b getheilt, so dass

jedes dieser Räder aus zwei koncentrisch ineinander liegenden Ringen besteht. Diese cylindrische Scheidewand wird so angebracht, dass die grösste Wassermenge durch die Turbine fliesst, wenn man die Kanäle unbedeckt lässt, dass dagegen die kleinste Wassermenge durchgeht, wenn man die Kanäle c c des Einlaufrades durch einen Metallring deckt, und ungefähr eine mittlere Wassermenge, wenn man den innern Ring d d durch einen ähnlichen zweiten Ring deckt. Der Zustand der Turbine kann also nur bei diesen drei bestimmten Wassermengen günstig sein.

Fünfte Regulirung. Jonval-Turbine. Tafel 8, Fig. 6. Auch hier sind die Räder durch cylindrische Wände getheilt, und die innere Abtheilung des Einlaufrades kann durch Klappen geschlossen werden. Die Gewerbe, um welche sich die Klappen drehen, befinden sich am äusseren Umfang des Einlaufrades, und jede Klappe ist mit einem besonderen Zugstängelchen versehen. Auch diese Regulirung ist sehr unvollkommen.

Sechste Regulirung mit einem oberen Ringschützen. Tafel 8, Fig. 7. Auch hier sind in den Rädern Scheidewände angebracht. Die Scheidewand a a des Turbinenrades ist einfach cylindrisch, die Scheidewand b b des Einlaufrades ist unten cylindrisch, oben dagegen gegen die Axe hereingebogen. An den innern Rand schliesst ein ringförmiger Schützen c c an, der durch Zugstangen auf und ab bewegt werden kann. Der Körper des Einlaufrades ist unten cylindrisch, oben dagegen konoidisch und mit einer ebenen Platte geschlossen. In der Mitte ist eine Stopfbüchse für den Durchgang der Axe angebracht. Ist der Schützen c c ganz aufgezogen, so kann das Wasser durch beide Abtheilungen des Einlaufrades eindringen. Wird aber der Schützen c c nach und nach oder ganz niedergelassen, so erhält die eine Abtheilung nur theilweise oder gar kein Wasser. Begreiflicher Weise ist auch diese Regulirung eine unvollkommene, denn wenn die eine Abtheilung vom Wasser nur theilweise erfüllt wird, zersplittert es sich, sprüht durch die Räder, und kann so unmöglich vortheilhaft wirken.

Siebente Regulirung mit Leder. Tafel 8, Fig. 8. Das Einlaufrad ist hier nicht ringsum mit Kanälen versehen, sondern an zwei diametral gegenüber liegenden Stellen sind die oberen Oeffnungen der Kanäle durch Platten geschlossen. An jede dieser zwei Platten ist ein breiter Lederring befestigt, der eine solche Länge hat, dass er die Hälfte der oben offenen Kanäle des Einlaufrades überdecken kann. Die Enden dieser Lederringe sind an dem Umfange zweier Kegel a a so befestigt, dass wenn diese Kegel nach der einen oder nach der entgegengesetzten Richtung herumgerollt werden, die Lederringe aufgewickelt oder abgewickelt werden. Dadurch kann eine grössere oder kleinere Anzahl der Einlaufkanäle gedeckt oder geöffnet werden.

Achte Regulirung mit veränderlichen Ausströmungsöffnungen. Tafel 8, Fig. 9. Wir werden in der Folge sehen, dass eine Turbine nur dann günstigen Effekt geben kann, wenn die Ausströmungsöffnungen am Einlaufrad und am Turbinenrad in einem gewissen konstanten Verhältniss stehen. Der Effekt wird also noch gleich günstig bleiben, wenn man sowohl die einen als auch die andern Ausströmungsöffnungen in solcher Weise veränderlich macht, dass dieses Verhältniss konstant bleibt. Auf diesem Grundsatz beruht die in Fig. 9 angedeutete Regulirung. Die Schaufeln des Einlaufrades und des Turbinenrades sind oben schneidig, unten dagegen ziemlich dick. An der untern Ebene des Einlaufrades ist eine Drehscheibe angebracht, die ringsum mit Oeffnungen von einer solchen Form versehen ist, dass dieselben genau die Fortsetzungen der Kanalflächen bilden, wenn die Scheibe so gestellt wird, wie Fig. 9 zeigt. Wird dagegen diese Drehscheibe gegen das Einlaufrad etwas gedreht, so werden die Ausströmungsöffnungen des Einlaufrades verengt.

Eine ganz ähnlich konstruirte Drehscheibe ist auch am Turbinenrad angebracht und dreht sich mit demselben, kann aber gegen dasselbe etwas verstellt werden, so dass auch die Ausströmungsöffnungen des Turbinenrades innerhalb gewisser Grenzen stetig verkleinert werden können. Bringt man einen in der Zeichnung nicht angedeuteten Mechanismus an, durch welchen die beiden Drehscheiben gleichzeitig und um gleich viel gegen die beiden Räder verstellt werden können, so erhält man eine Regulirung, bei welcher das Verhältniss der Ausströmungsöffnungen an den beiden Rädern nahe konstant bleibt. Ich habe eine solche Regulirung schon im Jahr 1846 bei einem Turbinenmodell in grösserem Maassstabe angebracht. Die Herren *Andrae Köchlin* in Mühlhausen haben für diese Regulirung Patente genommen, gewiss ohne von der Existenz meines Modelles etwas zu wissen. Dem Prinzip nach ist diess sicherlich eine ganz richtige Regulirung, allein eine ganz tadellose Realisirung derselben ist doch nicht vorhanden, denn wenn die Drehscheiben so gestellt werden, dass die Ausströmungsöffnungen theilweise maskirt werden, bilden die Oeffnungen der Drehscheiben nicht mehr ganz stetige Fortsetzungen der Räderkanäle, sondern es kommen Ecken und leere Stellen vor.

Partial-Turbinen.

Partial-Turbinen wollen wir solche Turbinen nennen, bei welchen das Wasser gleichzeitig nur auf einen Theil der Radschaufeln wirken kann. Sie unterscheiden sich von den Voll-Turbinen durch die Konstruktion des Einlaufes, der so gebildet ist, dass er das Wasser nicht überall, sondern nur an einzelnen Stellen in das Rad eintreten lässt. Diese Partial-Turbinen erhalten bei gleicher Wassermenge viel grössere Dimensionen und machen desshalb viel weniger Umdrehungen als Voll-Turbinen, sind demnach für die Benützung von kleinen Wassermengen und grossen Gefällen geeignet. Nur ist leider die Effektleistung der Partial-Turbinen nicht so günstig als jene der Voll-Turbinen.

Fourneyron'sche Partial-Turbine mit umgekehrter Aufstellung. Tafel 9, Fig. 1 und 2.

Diese Turbine ist im Allgemeinen ganz ähnlich eingerichtet, wie die früher beschriebene Turbine Tafel 3, Fig. 5, aber der Einlauf hat hier, wie aus dem Grundriss ersehen werden kann, nur vier Kanäle a a, deren Ausmündungen durch einen Schützen mehr oder weniger maskirt oder auch ganz verschlossen werden können. Dieser Schützen besteht aus zwei diametral gegenüberstehenden Wandstücken, die aber durch eine Traverse verbunden sind. Die Traverse dreht sich um die Pfannenbüchse des Turbinenzapfens, und die Drehung wird durch einen kurzen verzahnten Bogen bewirkt, in dessen Zähne die Zähne eines Getriebes eingreifen. Ist zur Ausführung nicht zu empfehlen, komplizirt, kostspielig, schlechter Effekt.

Fourneyron'sche Partial-Turbine, liegende Axe. Tafel 9, Fig. 3 und 4.

Die Axe des Rades ist horizontal und dreht sich in zwei Axenlagern. Die Ebene des Rades ist vertikal. Es ist mit Schaufeln versehen, wie eine gewöhnliche *Fourneyron'*sche Turbine. Das Wasser wird in einem Rohr zugeleitet, dessen Axe unmittelbar vor der Turbine parallel ist mit der Axe des Turbinenrades, aber dieser letzteren Axe aus-

weicht. Unmittelbar am Rade ist das Rohr gekrümmt, wird sein Querschnitt allmählig klein und geht die Form desselben in ein Rechteck über. Am Ende des Rohres hat die Axe desselben eine solche Richtung, dass eine an dieselbe gezogene Tangente in die mittlere Ebene des Rades fällt und den innern Umfang des Turbinenrades unter einem kleinen Winkel schneidet. Vor dem Rade ist in der Zuleitungsröhre eine Abstelldrehklappe angebracht. Eine solche Turbine wurde in Esslingen für eine Lokalität am Rhein ausgeführt. Die Leistungen werden wohl nicht glänzend sein.

Jonval'sche Partial-Turbine. Tafel 9, Fig. 5, 6, 7.

Diese Anwendung stimmt mit der auf Tafel 1, Fig. 4 dargestellten und Seite 2 beschriebenen Turbine von *Burdin* überein. Das Wasser gelangt aus dem Zuflussrohr a in die Kammer b, von deren Boden an ein mit mehreren Leitflächen versehener Einlauf c bis an die obere Fläche des Turbinenrades d herabreicht. Die Kammer enthält einen Schieber e, der mit einer Verzahnung versehen ist, und vermittelst eines Getriebes so verstellt werden kann, dass die Oeffnungen des Einlaufes mehr oder weniger oder gänzlich gedeckt werden können. Wenn man will, kann man diese Anordnung auch umkehren, so dass der Einlauf unter das Turbinenrad zu liegen kommt und das Wasser von der Kammer aus das Einlaufrad und das Turbinenrad aufwärts durchströmt. Diese umgekehrte Aufstellung ist einfacher auszuführen und gewährt den Vortheil, dass das Rad ohne Schwierigkeit eingesetzt und ausgehoben werden kann. Es sind bereits mehrere solche Turbinen ausgeführt worden für Lokalitäten mit Geldmangel und Wasserreichthum. Bei ganz richtigen Konstruktionsverhältniss wird man vielleicht ebenso gute Effektverhältnisse erzielen können, als überhaupt mit Partialturbinen möglich ist.

Geschlossene Jonval'sche Partial-Turbine. Tafel 9, Fig. 8, 9 und 10.

Das Wasser gelangt durch das Zuflussrohr a in die cylindrische Kammer, in deren Boden zwei diametral gegenüber befindliche Oeffnungen angebracht sind. An einen der radialen Ränder dieser beiden Oeffnungen ist eine unbewegliche Leitfläche c angebracht, an welche sich zwei konzentrische Wände d d anschliessen. e e sind zwei mit Leitflächen versehene Schieber. Die Kanten der Leitflächen berühren die Wände d d. f f g ist ein Armwerk, das sich um die Röhre h h dreht. Die Enden der Arme f f fassen die Schieber e e. Der Arm g ist am Ende mit einem verzahnten Bogen versehen. h ist ein Getriebe, dessen Zähne in den Bogen eingreifen. Die Axe des Getriebes geht durch den oberen Deckel der Kammer b und wird ausserhalb derselben durch ein Räderwerk bewegt. Eine Drehung des Armes g vermittelst dieser Räderwerke hat zur Folge, dass die Schieber e e gleichzeitig gegen die Leitflächen c hin oder von denselben weg bewegt werden, wodurch der Einlauftrichter im erstern Falle verengt, im letztern erweitert wird. Das Turbinenrad k befindet sich in einer Kammer l, die mit einer seitlichen Ausflussöffnung m versehen ist. Um die Komplikation der Konstruktion möglichst zu erhöhen, ist auch noch ein *Fontain*'scher Axenzapfen angewendet. Ich möchte diese Anordnung zur Ausführung nicht empfehlen. Es ist eine französische Erfindung.

Tangential-Räder.

Die sogenannten Tangentialräder sind im Wesentlichen *Fourneyron*'sche Partial-Turbinen mit äusserem Wassereintritt. Dieselben haben in neuerer Zeit eine ziemlich grosse Verbreitung gefunden, werden von dem Etablissement der Herren *Escher, Wyss* und *Comp.* in Zürich in sehr grosser Vollkommenheit angefertigt und die Konstrukteurs garantiren einen Nutzeffekt von 65 bis 70 Prozent. In dem grossen Etablissement für Spinnerei und Weberei zu Ettlingen, in der Nähe von Karlsruhe, sind drei Tangentialräder von wahrhaft meisterhafter Ausführung im Gange. Auch diese Räder wurden von dem oben genannten Attelier geliefert.

Tafel 10, Fig. 1 ist ein Tangentialrad, bei welchem das Wasser aussen eintritt und am inneren Umfang des Rades austritt. Die Schaufeln begegnen dem äusseren Umfang unter einem rechten Winkel, dem inneren Umfang unter einem kleinen spitzen Winkel.

Tafel 10, Fig. 2 ist ein Tangentialrad, bei welchem das Wasser am äusseren Umfang sowohl ein- als austritt. Das Wasser, nachdem es eingetreten ist, schwingt bis an den inneren Umfang des Rades hinein, verliert aber durch die radial auswärts wirkende Centrifugalkraft seine Geschwindigkeit, so dass es den inneren Radumfang ohne relative Geschwindigkeit gegen die Schaufeln erreicht. Hierauf aber wird es durch die Centrifugalkraft herausgetrieben und fällt am äusseren Umfang aus dem Rade.

Tafel 10, Fig. 3 ist abermals ein Tangentialrad, bei welchem das Wasser am äusseren Umfang sowohl eintritt, als auch austritt. Die Radschaufeln begegnen hier dem inneren wie dem äusseren Radumfang unter einem kleinen Winkel, was zur Folge hat, dass auch dasjenige Wasser, das etwa innen austritt, doch nicht ganz unvortheilhaft austritt, während bei der vorhergehenden Anordnung am inneren Umfang ein sehr unvortheilhafter Austritt stattfindet.

Tafel 10, Fig. 4 und 5 ist ein Tangentialrad, im Grundriss und Aufriss dargestellt. Das Wasser gelangt durch das Zuflussrohr a in den Einlauf b, wo zwei Schieber c c angebracht sind, die durch Schrauben und Räder vorgeschoben oder zurückgezogen werden können, wodurch der Wassereintritt regulirt werden kann. Das Wasser tritt am äusseren Umfang des Rades ein und fällt grösstentheils am inneren, theilweise aber auch am äusseren Umfang heraus. Die Schaufeln begegnen den beiden Umfängen unter kleinen Winkeln, was zur Folge hat, dass der Wasseraustritt nirgends ganz ungünstig erfolgen kann.

Tafel 10, Fig. 6 und 7 endlich ist ein System von zwei gekuppelten Tangentialrädern, von denen jedes mit zwei Einläufen versehen ist. Die Einläufe a a_1 erhalten ihr Wasser aus dem Rohre A, die Einläufe b b_1 aus der Röhre B.

THEORIE DER TURBINEN.

A. Fourneyron'sche Turbine.

In dem ersten Abschnitt haben wir die Turbinen überhaupt nur äusserlich beschrieben, ohne in die dynamischen Vorgänge tiefer einzudringen. Wir haben dadurch eine äussere Anschauung von den mannigfaltigen Anordnungen gewonnen, und gelegentlich durch Zwischenbemerkungen die praktischen Vortheile und Nachtheile, welche den einzelnen Anordnungen zukommen, angedeutet. Wir wenden uns nun zur Theorie dieser Maschinen, um diejenigen Bedingungen kennen zu lernen, welche erfüllt sein müssen, damit diese Kraftaufsammlungsapparate ihrer Bestimmung gut zu entsprechen im Stande sind, und beginnen mit der Theorie der *Fourneyron*'schen Turbine.

Um jedoch die folgenden analytischen Untersuchungen ohne Unterbrechung verfolgen zu können und die Uebersicht über die Rechnungen durch Zwischenbetrachtungen nicht stören zu müssen, wollen wir zunächst die Bewegung und Wirkungsart so weit kennen zu lernen suchen, als es ohne Rechnung möglich ist.

Der erste Punkt, welcher zu erklären von Wichtigkeit ist, betrifft den Einfluss des Rades und dessen Geschwindigkeit auf die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Leitschaufeln ausströmt.

Wenn bei einer Turbine das Rad ganz beseitiget wird, strömt das Wasser zwischen den Leitkurven mit einer Geschwindigkeit aus, die sehr nahe der Endgeschwindigkeit gleich kömmt, welche ein durch die Gefällshöhe im luftleeren Raum freifallender Körper erlangt. Diese Geschwindigkeiten würden vollkommen übereinstimmen, wenn keine Störungen durch Reibungen und andere Nebenumstände stattfänden. Ganz anders verhält sich aber die Sache, wenn das Rad den Leitkurven-Apparat umgibt, und sich um denselben schnell herumbewegt; denn in diesem Falle strömt das Wasser, je nach Umständen, langsamer, schneller oder eben so geschwind aus den Leitkurven aus, als wenn das Rad nicht vorhanden ist. Wenn die äusseren Oeffnungen am Rade sehr eng sind, im Vergleich mit den Oeffnungen des Leitkurven-Apparates, und wenn ferner das Rad nur eine mässige Geschwindigkeit hat, so ist klar, dass das Wasser nur mit kleiner Geschwindigkeit aus den Leitkurvenkanälen ausströmen kann. Denn sind z. B. die äusseren Oeffnungen des Rades zehnmal kleiner als jene der Leitkurvenkanäle, so wird das Wasser bei ersteren ungefähr zehnmal schneller ausströmen, als bei letzteren. Dreht sich aber das Rad nicht schnell, so ist die Ausflussgeschwindigkeit am äusseren Umfang des Rades nicht viel von derjenigen verschieden, die der Druckhöhe entspricht; die Geschwindigkeit, mit welcher also unter den angenommenen Verhältnissen der Oeffnungen der Kanäle das Wasser aus den Leitkurvenkanälen ausströmt, ist daher ungefähr zehnmal kleiner, als sie sein würde, wenn das Rad nicht vorhanden wäre.

Sind dagegen die äusseren Oeffnungen der Radkanäle gleich oder grösser als jene der Leitkurvenkanäle, und dreht sich das Rad sehr schnell um seine Axe, so wirkt das Rad dem Ausströmen des Wassers aus den Leitkurvenkanälen nicht nur nicht entgegen, sondern es begünstiget sogar durch die Centrifugalkraft, die aus der schnellen drehenden Bewegung entsteht, das Ausströmen, und es kann unter diesen Umständen sogar der Fall eintreten, dass das Wasser mit grösserer Geschwindigkeit austritt, als wenn das Rad nicht vorhanden wäre.

Hieraus geht hervor, dass die Ausflussgeschwindigkeit des Wassers aus den Leitkurvenkanälen nicht nur von dem Gefälle, sondern auch von der Konstruktion und Geschwindigkeit des Rades abhängt. Dieses schnellere oder langsamere Ausströmen des Wassers kann aber nur dadurch hervorgebracht werden, dass der wechselseitige Druck zwischen den Wassertheilchen, in der Richtung ihrer Bewegung, in der ringförmigen Spalte am inneren Umfang des Rades mit der Konstruktion und Geschwindigkeit desselben veränderlich ist. Ist dieser Druck gleich dem Druck der Atmosphäre, so strömt das Wasser so aus, als wäre das Rad nicht vorhanden. Ist dieser Druck grösser oder kleiner als der atmosphärische, so strömt das Wasser im ersteren Falle langsamer, im letzteren Falle schneller aus, als wenn das Rad nicht vorhanden ist.

Aus diesen Erläuterungen geht hervor, dass man von einer Theorie über die Turbine nur dann mit der Erfahrung übereinstimmende Resultate erwarten darf, wenn dieselbe die Ausflussgeschwindigkeit des Wassers aus den Leitkurvenkanälen, so wie auch den zwischen den Wassertheilchen am inneren Umfang des Rades herrschenden Druck aus der Natur der Sache für alle möglichen Fälle bestimmen lehrt. Man würde sich sehr irren, wenn man glaubte, die wirkliche Ausflussgeschwindigkeit bestimmen zu können, indem man die der Druckhöhe entsprechende Geschwindigkeit mit einem gewissen Korrektions-Koeffizienten multipliziren würde, denn dieser Koeffizient ist je nach der Konstruktionsart und dem Bewegungszustand des Rades zu sehr veränderlich.

Bei *Fourneyron*'schen Turbinen ist derselbe 0.6 bis 1.2. Bei den *Cadiat*'schen Turbinen nur 0.1 bis 0.5. Bei den *Schott*'schen Turbinen meistens noch kleiner. Da von der Ausflussgeschwindigkeit des Wassers die Höhe des Rades abhängt, so ist es insbesondere von grosser Wichtigkeit, sie für alle Umstände im voraus richtig berechnen zu können, denn wenn das Rad zu niedrig gemacht wird, kann es nicht so viel Wasser durchfliessen lassen, als zur Hervorbringung eines gewissen Nutzeffektes nothwendig ist.

Ist das Rad zu hoch, so wird der Schützen nur zum Theil aufgezogen werden müssen, um die nothwendige Quantität Wasser in das Rad eintreten zu lassen, und dann füllt das Wasser die Radkanäle nicht aus und schlägt unregelmässig an den Wänden hin und her, wodurch der Effekt bedeutend geschwächt wird.

Bei dem Uebertritt des Wassers aus dem Leitkurven-Apparat in das Rad treten im Allgemeinen plötzliche Aenderungen in der Geschwindigkeit des Wassers ein, wie aus folgenden Betrachtungen erhellet. Man denke sich die wahre Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Leitkurvenkanälen austritt, in zwei Geschwindigkeiten zerlegt, von denen die eine mit der Richtung der Tangente, und die andere mit der Normale an das erste Element der Radkurve zusammenfällt. Nennen wir die erstere dieser Seitengeschwindigkeiten t, die letztere n. Die Geschwindigkeit n kann nun gleich grösser oder kleiner sein als diejenige ist, mit welcher der Anfangspunkt der Radkurve nach der Richtung der Normale zurückweicht. Im ersteren Falle übt das Wasser gegen die Radkurven keinen Stoss aus, sondern strebt nur mit der Geschwindigkeit t nach der Richtung der Tangente an das erste Element der Radkurve in die Radkanäle einzutreten. Im zweiten Falle stösst das Wasser gegen die Radkurven, und im dritten Falle schlagen die Radkurven gegen die eintretenden Wasserstrahlen. Auch die Geschwindigkeit t kann unter gewissen Umständen beim Eintritt des Wassers in das Rad einen nach-

theiligen Stoss verursachen, denn wenn z. B. die Radkanäle aussen viel enger sind als innen, und wenn der Schützen nur zum Theil aufgezogen ist, muss die Geschwindigkeit t grösser ausfallen, als jene, die das Wasser am Anfange der Radkanäle besitzt, das Wasser wird daher mit einer Geschwindigkeit t gegen das am Anfange der Radkanäle fliessende Wasser stossen. Alle diese Stösse bringen Unregelmässigkeiten in der Bewegung des Wassers hervor und vermindern den Nutzeffekt des Rades. Wenn daher eine Theorie auf Turbinen von jeder Konstruktionsart und für jede Geschwindigkeit des Rades anwendbar sein soll, so muss dieselbe den Einfluss dieser Störungen in Rechnung bringen. Die Bewegung des Wassers durch das Rad kann regelmässig oder unregelmässig erfolgen. Das letztere wird immer eintreten, wenn das Wasser die Radkanäle nicht ganz ausfüllt. Wenn die Summe der Querschnitte aller Radkanäle am äusseren Umfang des Rades viel grösser ist, als die Summe der Querschnitte aller Kanäle des Leitkurvenapparates (was bei der *Fourneyron*'schen Turbine immer der Fall ist, wenn der Schützen nur wenig aufgezogen ist) so wird das Wasser die Radkanäle nicht ausfüllen, daher unregelmässig durch das Rad sprühen und keine gute Wirkung hervorbringen können.

Eine zuverlässige Theorie der Turbine kann natürlich nur unter der Voraussetzung einer regelmässigen Bewegung des Wassers durch das Rad entwickelt werden; es wird daher bei der folgenden Untersuchung angenommen werden: dass das Wasser die Radkanäle ganz ausfülle, und die unter dieser Voraussetzung gewonnenen Resultate können daher nur dann mit der Erfahrung übereinstimmende Werthe geben, wenn das Wasser eine zusammenhängende Masse bildet.

Betrachten wir nun die Bewegung des Wassers durch das Rad.

Durch den Druck, welcher am inneren Umfang des Rades zwischen den Wassertheilchen nach der Richtung ihrer Bewegung herrscht, wird das Wasser durch das Rad hinausgepresst, dagegen wirkt der am äusseren Umfang des Rades vorhandene Druck der Bewegung des Wassers entgegen. Wenn sich das Rad über dem Spiegel des Unterwassers befindet, reduzirt sich dieser äussere Druck auf den Druck der Atmosphäre. Wenn das Rad im Unterwasser eingetaucht ist, kommt zu dem atmosphärischen Druck noch der hydrostatische Druck, welcher der Tauchung des Rades entspricht, hinzu. Nennen wir der Kürze wegen den Druck am inneren Umfang des Rades i und den Druck am äusseren Umfang a.

Ist $i = a$, so wird das Wasser blos durch die Centrifugalkraft während seiner Bewegung durch das Rad beschleunigt.

Ist $i > a$, so wird die Bewegung des Wassers theils durch die Centrifugalkraft theils durch die Differenz $i - a$ der inneren und äusseren Pressungen beschleuniget. Ist endlich $i < a$, so wird die Bewegung des Wassers durch die Centrifugalkraft beschleuniget und durch die Differenz zwischen den äusseren und inneren Pressungen verzögert.

Diese inneren und äusseren Pressungen i und a sind für den Nutzeffekt, welchen eine Turbine entwickelt, weder vortheilhaft noch nachtheilig. Ist z. B. i bedeutend grösser als der atmosphärische Druck, so strömt zwar das Wasser langsam in das Rad ein, d. h. es besitzt bei seinem Eintritt in das Rad keine grosse Wirkungsfähigkeit, diese letztere wird aber während der Bewegung durch das Rad durch den inneren Druck i erhöht. Ist i bedeutend kleiner als der atmosphärische Druck, so strömt das Wasser zwar schnell in das Rad ein, es besitzt also bei seinem Eintritt eine Wirkungsfähigkeit, die sogar grösser sein kann, als jene, welche der Druckhöhe entspricht, sie wird aber während der Bewegung des Wassers durch das Rad fortwährend durch die Differenz zwischen der äusseren und inneren Pressung geschwächt.

Ist endlich $i = a$, so wird das Wasser durch die inneren und äusseren Pressungen während seines Durchganges durch das Rad weder beschleuniget noch verzögert, sondern

nur (in so ferne das Wasser die Radkanäle ausfüllt) an die Wände der Radkurven angepresst, woraus zwei gleiche einander entgegengesetzt wirkende, sich mithin aufhebende, Pressungen entstehen.

Die Nutzwirkung entsteht aus der Differenz zwischen den Pressungen, die das Wasser gegen die concaven und gegen die convexen Flächen der Radkurven austübt, während es durch das Rad strömt. Diese Pressungen entstehen: 1) aus der lebendigen Kraft, die das Wasser nach seinem Eintritt in das Rad besitzt; 2) aus den Pressungen, die am inneren und äusseren Umfang des Rades vorhanden sind; 3) aus der Centrifugalkraft. Vermöge der lebendigen Kraft, die das Wasser nach seinem Eintritt in das Rad besitzt, übt es nur gegen die concaven Seiten der Radkurven Pressungen aus. Durch die Pressungen am äusseren und inneren Umfange des Rades wird das Wasser sowohl gegen die concaven als auch gegen die convexen Seiten der Radkurven angedrückt. Ist $i = a$, so fällt der Druck gegen beide Wände eines jeden Radkanals gleich gross aus.

Ist $i > a$, so wird das Wasser beschleunigt, und der Druck auf die concave Fläche fällt grösser aus, als jener gegen die convexen Flächen der Radkurven.

Ist $i < a$, so wird das Wasser verzögert, und es tritt in Bezug auf die Pressungen das Gegentheil ein.

Durch die drehende Bewegung des Rades drücken die convexen Seiten der Radkurven gegen das in den Kanälen fliessende Wasser, und dadurch entsteht eine nachtheilige Reaction auf das Rad. Diese nachtheilige Wirkung auf das Rad wird aber wiederum ganz oder zum Theil aufgehoben, indem durch den Druck der convexen Flächen der Radkurven gegen das Wasser das letztere beschleunigt wird, was zur Folge hat, dass es mit erhöhter Kraft gegen die concaven Seiten der Radkurven wirkt.

Die Centrifugalkraft, welche aus der Wirkung des Rades auf das Wasser entspringt, kann natürlich keine Nutzwirkung hervorbringen; weil im günstigsten Falle der daraus gegen die concaven Flächen der Radkurven entstehende Druck nun eben so gross sein kann, als der Druck der Radkurven gegen das Wasser, d. h. unter den günstigsten Umständen sind die aus der Bewegung des Rades entstehenden Pressungen gegen die concaven und convexen Seiten der Radkurven gleich gross.

Nach den allgemeinen Grundsätzen der Mechanik wird der Nutzeffekt der Turbine am grössten, wenn 1) das Wasser ohne Stoss in das Rad eintritt; 2) ohne Störung das Rad durchströmet, und 3) ohne Geschwindigkeit das Rad verlässt. Könnten diese Bedingungen vollkommen realisirt werden, so wäre der Nutzeffekt genau gleich dem absoluten Effekt der Wasserkraft, d. h. gleich dem Produkte aus der Wassermenge in den Vertikalabstand der Wasserspiegel des oberen und unteren Kanales.

Es wird sich in der Folge zeigen, dass es bei der *Cadiat*'schen und *Schott*'schen Turbine selbst theoretisch unmöglich ist, jenen Bedingungen zu genügen, dass es ferner bei der *Fourneyron*'schen Turbine zwar theoretisch, nicht aber praktisch möglich ist, den Anforderungen zu entsprechen.

Annäherungs-Theorie der Fourneyron'schen Turbine.

Keine Aufgabe, die sich auf eine Wirklichkeit bezieht, kann mit absoluter Genauigkeit gelöst werden, man muss sich jederzeit mit Annäherungen begnügen und es kann nur die Frage sein, welchen Genauigkeitsgrad man zu erreichen anstreben will. Die geringeren Genauigkeitsgrade werden durch empirische Regeln gewonnen. Höhere Grade werden erreicht, indem man sich auf feste Grundsätze stützt, aber alle das Wesen der Sache nicht treffenden störenden Einwirkungen unberücksichtigt lässt. Der höchste Grad

kann erreicht werden, wenn es gelingt, nicht nur die das Wesen der Sache betreffenden Einwirkungen, sondern auch alle in der Wirklichkeit vorhandenen störenden Einflüsse zu berücksichtigen. Wir wollen nun zunächst die Aufgabe stellen, die Bedingungen ausfindig zu machen, bei deren Erfüllung eine Turbine die besten Effektleistungen hervorzubringen vermöchte, wenn alle die Bewegung und Wirkung des Wassers störenden Nebeneinflüsse nicht vorhanden wären, oder beseitiget werden könnten.

Wir setzen voraus:

1. Die Turbine befinde sich in einem Beharrungszustand der Bewegung, wobei sich ihr Zustand mit der Zeit in keinerlei Weise ändert.
2. Das Wasser gelange ohne alle Störung aus dem Zuflusskanal bis an die Mündungen des Einlaufrades, trete dann ohne Stoss in das Rad ein und durchströme seine Kanäle in so regelmässiger Weise, dass alle Wassertheilchen identische Bewegungen machen.
3. Das Wasser fülle die Kanäle des Leitrades wie des Turbinenrades vollkommen aus, so dass ein unregelmässiges Hin- und Herschlagen desselben zwischen den Wänden der Kanäle nicht statt finden kann.
4. Es finde an den Wandungen, längs welchen das Wasser hinfliesst, keine Reibung statt.
5. Die Radkurven und Leitkurven seien so schwach gekrümmt, dass das Wasser denselben folgen kann.
6. Die Anzahl der Leitkuren und Radkurven sei so gross, dass eine vollständig sichere Leitung aller einzelnen Wassertheilchen statt finden kann.
7. Die Leitschaufeln und Radschaufeln seien unendlich dünn, so dass sich das Wasser an den Kanten nicht stossen kann.
8. Der Schützen sei bis zur Höhe des Rades aufgezogen.

Diese Voraussetzungen haben eine zweifache Bedeutung. Sie vereinfachen die Lösung der vorliegenden Aufgabe, oder noch mehr, sie schieben die eigentlichen Schwierigkeiten, welche sich der Lösung entgegenstellen, bei Seite. Dann aber sprechen sie in ganz bestimmter Weise einige von den Bedingungen aus, welche schlechterdings erfüllt werden müssen, wenn eine vortheilhafte Kraftaufsammlung statt finden soll, und geben in allerdings etwas unbestimmter Weise die Mittel an, wodurch man diesen Bedingungen entsprechen kann. In rein wissenschaftlicher Hinsicht ist es allerdings wünschenswerth, wenn die Theorie einer Maschine auch auf ganz fehlerhafte Anordnungen anwendbar ist; in praktischer Hinsicht darf man sich aber glücklich schätzen, wenn eine Theorie diejenigen Wahrheiten entwickelt, welche ohne Rechnung nicht erkannt werden können. Wir werden in der Folge versuchen, eine allgemeine und genaue Theorie der Turbinen aufzustellen, sind aber nicht der Meinung, dass damit in praktischer Hinsicht erhebliche Vortheile erzielt werden können, denn mancherlei Vorgänge, die bei der Bewegung und Wirkung des Wassers vorkommen, sind in dem Grade komplizirt, dass sie die grösste analytische Virtuosität nicht verfolgen kann, und wenn es auch möglich wäre, alle Vorgänge haarscharf analytisch auszudrücken, so würde dies dennoch für die Praxis von keinem erheblichen Werth sein, weil es doch nicht gelänge, die Mittel ausfindig zu machen und in Anwendung zu bringen, durch welche alle nachtheiligen Störungen gehoben werden könnten.

Für die in der folgenden Rechnung erscheinenden Grössen wählen wir die nachstehenden Bezeichnungen, Tafel 12, Fig. 3 und 4 und Tafel 13, Fig. 1 und 2.

i die Anzahl der Leitkurven;

δ die Höhe der Schützenöffnung oder die Höhe der Leitkurvenkanäle, wenn der Schützen bis zu einem gewissen Punkt aufgezogen ist;

s der kleinste Abstand zweier unmittelbar auf einander folgenden Leitkurven. Dieser

Abstand wird gefunden, wenn man Taf. 12, Fig. 3 von dem Endpunkte c einer Leitkurve auf die unmittelbar folgende Leitkurve einen Perpendikel c f fällt. Die Länge c f dieses Perpendikels ist = s;

$\Omega = i\ s\ \delta$ die Summe der Querschnitte aller Oeffnungen am Leitkurvenapparat;

α der Winkel, den die mittlere Richtung, nach welcher das Wasser aus den Leitkurvenkanälen austritt, mit dem inneren Umfang des Rades bildet. Um diesen Winkel zu finden, ziehe man in den Punkten c und f Fig. 3 Tangenten an die Leitkurven, halbire den Winkel f m c, ziehe in dem Punkte k, in welchem die Halbirungslinie den inneren Umfang des Rades schneidet, eine Tangente k l, so ist $< l\ k\ m = \alpha$;

U die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Leitkurvenkanälen austritt;

R_2 der innere
R_1 der äussere } Halbmesser des Rades;

β der Winkel, unter welchem die Radkurven den inneren Umfang des Rades schneiden. Dieser Winkel wird gefunden, indem man in dem Durchschnittspunkt n Taf. 12, Fig. 3 einer Radkurve mit dem innern Umfang des Rades an diesen Umfang und an die Radkurven Tangenten zieht;

γ der Winkel, den die mittlere Richtung, nach welcher das Wasser aus dem Rade strömt, mit dem äusseren Umfang des Rades bildet. Dieser Winkel wird gefunden, indem man von dem Endpunkt w einer Radkurve auf die nächstfolgende den Perpendikel w x fällt, in den Punkten w und x an die Radkurven Tangenten zieht, den Winkel w y x halbirt und in dem Durchschnittspunkt der Halbirungslinie an den äusseren Umfang des Rades eine Tangente zieht;

s_1 = w x der senkrechte Abstand zweier Radkurven am äusseren Umfang des Rades;

s_2 der senkrechte Abstand zweier unmittelbar auf einander folgenden Radkurven am inneren Umfang des Rades;

δ_1 die Höhe der Radkanäle,

i_1 die Anzahl der Radkurven;

$\Omega_2 = i_1\ s_2\ \delta_1$ die Summe der Querschnitte der Radkanäle am inneren Umfang des Rades;

$\Omega_1 = i_1\ s_1\ \delta_1$ die Summe der Querschnitte der Radkanäle am äusseren Umfang des Rades;

k der Kontraktionskoeffizient für den Austritt des Wassers aus dem Leitkurvenapparat;

k_1 der Kontraktionskoeffizient für den Austritt des Wassers aus dem Rade;

v_2 v_1 die absoluten Geschwindigkeiten des inneren und äusseren Radumfanges;

u_2 u_1 die relativen Geschwindigkeiten des Wassers gegen die Radkurven, beim Eintritt und Austritt;

w die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus dem Rade tritt;

$\mathfrak{A}$ der Druck der Atmosphäre auf einen Quadratmeter;

$\mathfrak{Q}$ der Druck auf einen Quadratmeter bezogen, mit welchem sich die Wassertheilchen in der kreisförmigen Spalte am inneren Umfang des Rades nach der Richtung ihrer Bewegung pressen;

Q die Wassermenge in Kubik-Metern, welche in jeder Sekunde auf die Turbine wirkt;

ϱ = 1000 Kilogramm das Gewicht von einem Kubik-Meter Wasser;

g = 9.809^m die Endgeschwindigkeit nach der ersten Sekunde beim freien Fall der Körper;

E_n der Nutzeffekt des Rades in Kilgm.;

H das Gefälle. Wenn das Rad im Unterwasser nicht eintaucht, muss unter dem Gefälle die vertikale Höhe des Wasserspiegels im Zuleitungskanal über der Ebene verstanden werden, in welcher die Mittelpunkte der Oeffnungen der Radkanäle liegen. Ist hin-

gegen das Rad im Unterwasser eingetaucht, so ist das Gefälle der Vertikalabstand der Wasserspiegel im obern und untern Kanal;

h die Tiefe der Tauchung des Rades, worunter wir die Tiefe der Ebene, in welcher die Mittelpunkte der Oeffnungen der Radkanäle liegen, unter dem Wasserspiegel im Abflusskanal verstehen wollen. Taf. 13, Fig. 1.

Nach diesen Vorbereitungen wenden wir uns nun zur Entwicklung der Theorie.

Da wir voraussetzen, dass das Wasser die Kanäle des Einlaufrades und des Turbinenrades ganz ausfüllt, so sind Ω Ω_2 Ω_1 gleich den Querschnitten der Wasserkörper, und man hat daher:

$$Q = \Omega\, U\, k = \Omega_2\, u_2 = \Omega_1\, u_1\, k_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Da wir die Reibungswiderstände und Störungen, die in der Bewegung des Wassers vorkommen, ganz vernachlässigen, erfolgt der Austritt des Wassers aus dem Einlaufrad wie aus einer unter Wasser befindlichen Oeffnung, deren Mittelpunkt in einer Tiefe $\frac{\mathfrak{A}}{1000} + H + h$ unter dem oberen und in einer Tiefe $\frac{q}{1000}$ unter dem unteren Wasserspiegel sich befindet; man hat daher:

$$U = \sqrt{2\,g\left[\frac{\mathfrak{A}}{1000} + H + h - \frac{\mathfrak{D}}{1000}\right]}$$

oder

$$\frac{U^2}{2\,g} = \frac{(\mathfrak{A} - \mathfrak{D})}{1000} + H + h \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Nennen wir v die relative Geschwindigkeit eines aus dem Einlaufrad austretenden Wassertheilchens gegen den inneren Umfang des Turbinenrades und n den Winkel dieser relativen Geschwindigkeit gegen den inneren Radumfang, so hat man zur Bestimmung dieser zwei Grössen folgende Gleichungen:

$$\left.\begin{aligned} &\frac{v}{U} = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \\ &\frac{v_2}{U} = \frac{\sin[\pi - (\alpha+\beta)]}{\sin n} = \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin n} \\ &\text{Auch ist:} \qquad v^2 = v_2^2 + U^2 - U\,v_2\cos\alpha \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Da wir nun verlangen, dass der Uebertritt des Wassers aus dem Einlaufrad in das Turbinenrad ohne Stoss erfolgen soll, so muss die relative Richtung des Wassers gegen das Rad mit der Richtung der Radschaufeln übereinstimmen, muss also $n = \beta$ sein und muss ferner die relative Geschwindigkeit v des austretenden Wassers gleich sein der relativen Geschwindigkeit u_2 des Wassers gegen die Radkurven. Wir erhalten also die Bedingungen, bei deren Erfüllung der Uebertritt des Wassers ohne Stoss erfolgt, wenn wir in den Ausdrücken (3) $v = u_2$ und $n = \beta$ setzen.

Diese Bedingungen sind also (siehe Tafel 13, Fig. 2, $\overline{AB} = U$, $\overline{AC} = v_2$ $\overline{AD} = u_2$):

$$\left.\begin{aligned} &\frac{u_2}{U} = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \\ &\frac{v_2}{U} = \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta} \\ &u_2^2 = v_2^2 + U^2 - 2\,v_2\,U\cos\alpha \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Eigentlich sind es nur zwei Bedingungsgleichungen, denn die letztere der Gleichungen (4) ist eine Folge der beiden ersteren

Nun müssen wir die relative Geschwindigkeit u_1 des Wassers gegen die Schaufeln am äusseren Umfang des Rades bestimmen, und hierzu bedienen wir uns eines Lehrsatzes aus der dynamischen Theorie der relativen Bewegung (Prinzipien der Mechanik, Seite 129), welche lautet: Wenn ein Punkt gezwungen ist, einem Kanal zu folgen, welcher sich um eine vertikale Axe dreht so erfolgt die relative Bewegung des Punktes gegen den Kanal gerade so, wie wenn der Kanal keine Bewegung hätte, und auf den Punkt nebst den wirklich vorhandenen Kräften auch noch nach radialer Richtung auswärts eine Kraft einwirkte, die gleich ist der sogenannten Centrifugalkraft.

Nennen wir q das Gewicht eines Wasseratoms, ω die Winkelgeschwindigkeit der Turbine, x die Entfernung des Wasseratoms von der Turbinenaxe in einem bestimmten Moment der Zeit, während welcher das Atom durch das Rad geht, so ist (Prinzipien der Mechanik, Seite 122):

$$\frac{q}{g}\,\omega^2\,x$$

die Centrifugalkraft.

Die Arbeit, welche dieselbe entwickelt, während das Wasseratom von dem inneren Umfang des Rades bis an den äusseren gelangt, ist:

$$\int_{R_2}^{R_1}\frac{q}{g}\,\omega^2\,x\,dx = \frac{q\,\omega^2}{2\,g}\,(R_1^2 - R_2^2) = \frac{q}{2\,g}\,(v_1^2 - v_2^2) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

denn es ist $v_1 = R_1\,\omega$, $v_2 = R_2\,\omega$. Da diese Rechnung für jedes das Rad durchströmende Wassertheilchen gilt, so haben wir in dem letzten Ausdruck nur 1000 Q statt q zu setzen, um die Arbeit zu erhalten, welche die Centrifugalkraft auf die in jeder Sekunde durch das Rad strömende Wassermasse Q ausübt. Diese Arbeit ist demnach:

$$1000\,\frac{Q}{2\,g}\,(v_1^2 - v_2^2) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

Am inneren Umfang des Rades herrscht eine Pressung $\mathfrak{Q}$, am äusseren Umfang wirkt ein Druck $\mathfrak{A} + 1000\,h$. Das Wasser wird demnach durch die Differenz dieser Pressungen herausgetrieben und wird dabei gleichzeitig durch die Centrifugalkraft beschleunigt, wir haben daher zu setzen:

$$\frac{1000\,Q}{2\,g}\,(u_1^2 - u_2^2) = 1000\,Q\left[\frac{\mathfrak{Q}}{1000} - \frac{\mathfrak{A}}{1000} - h\right] + 1000\,\frac{Q}{2\,g}\,(v_1^2 - v^2)$$

oder wenn man mit Q dividirt

$$u_1^2 - u_2^2 = 2\,g\left[\frac{\mathfrak{Q}}{1000} - \frac{\mathfrak{A}}{1000} - h\right] + (v_1^2 - v_2^2) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

Es ist aber nicht zu vergessen, dass wir bei dieser Rechnung die Reibung des Wassers an den Kanalwänden und die mancherlei Verluste an lebendiger Kraft, die durch unregelmässige Durcheinander-Bewegungen der Wasseratome entstehen, vernachlässiget haben.

Die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser das Rad verlässt, ist die Resultirende aus der relativen Geschwindigkeit u_1 des Wassers gegen die äusseren Enden

der Radschaufeln und aus der absoluten Umfangsgeschwindigkeit v_1 des Rades; man hat daher (Tafel 13, Fig. 2, $\overline{A_1 D_1} = u_1$, $\overline{A_1 C_1} = v_1$, $\overline{A_1 B_1} = w$):

$$w^2 = u_1^2 + v_1^2 - 2\, u_1\, v_1 \cos\gamma \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Für die vortheilhafteste Wirkung des Wassers auf das Rad muss w verschwinden, was nur dann der Fall ist, wenn man hat:

$$\left.\begin{aligned} u_1 &= v_1 \\ \gamma &= 0 \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Durch die Gesammtheit der gewonnenen Resultate werden die Bedingungen, bei deren Erfüllung eine vortheilhafte Wirkung des Wassers statt finden kann, analytisch ausgedrückt. Wir wollen diese Bedingungsgleichungen für die weitere analytische Umformung zusammenstellen, und jeder die Nummer beisetzen, welche dieselbe bei der Herleitung erhalten hat.

a. Die Bedingungen, dass das Wasser alle Kanäle ausfüllt, sind:

$$Q = \Omega\, \tilde{U}\, k = \Omega_2\, u_2 = \Omega_1\, u_1\, k_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

b. Der Austritt des Wassers aus dem Leitapparat gibt:

$$U^2 = 2\, g \left[\frac{\mathfrak{A} - \mathfrak{Q}}{1000} + H + h\right] \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

c. Die Bedingungen, bei deren Erfüllung der Uebertritt des Wassers aus dem Einlauf- in das Turbinenrad ohne Stoss erfolgt, sind:

$$\left.\begin{aligned} \frac{u_2}{U} &= \frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \\ \frac{v_2}{U} &= \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta} \\ u_2^2 &= v_2^2 + U^2 - 2\, v_2\, U \cos\alpha \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

d. die Bewegung des Wassers durch das Rad unter dem Einfluss der Centrifugalkraft und dem Einfluss der an den Radumfängen herrschenden Pressungen, wird durch folgende Gleichung ausgedrückt:

$$u_1^2 - u_2^2 = 2\, g \left[\frac{\mathfrak{Q}}{1000} - \frac{\mathfrak{A}}{1000} - h\right] + (v_1^2 - v_2^2) \quad \ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

e. Damit der Austritt des Wassers aus dem Rad ohne Geschwindigkeit erfolgt, muss sein:

$$\left.\begin{aligned} u_1 &= v_1 \\ \gamma &= 0 \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Diese Gleichungen sprechen noch nicht; wir müssen sie weiter analytisch verarbeiten.

Durch Addition der Gleichungen (2) und (7) folgt:

$$U^2 + u_1^2 - u_2^2 = 2\,g\,H + v_1^2 - v_2^2$$

Berücksichtiget man die erste der Gleichungen (9) und führt für u_2^2 den Werth ein, den die dritte der Gleichungen 4 darbietet, so findet man:

$$0 = 2\,g\,H - 2\,v_2\,U\cos\alpha$$

Setzt man für v_2 den Werth, der aus der zweiten der Gleichungen (4) folgt und sucht hierauf U, so findet man:

$$U = \sqrt{g\,H\,\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\,\sin(\alpha+\beta)}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

Führt man diesen Werth in die erste und zweite der Gleichungen (4) ein, so folgt:

$$v_2 = \sqrt{g\,H\,\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\alpha\,\sin\beta}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (11)$$

$$u_2 = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta}\sqrt{g\,H\,\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\,\sin(\alpha+\beta)}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (12)$$

Aus (2) und (10) folgt durch Elimination von U

$$\frac{\mathfrak{Q}}{1000} = \frac{\mathfrak{A}}{1000} + h + H\left(1 - \frac{1}{2}\,\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\,\sin(\alpha+\beta)}\right) \quad \ldots\ldots \quad (13)$$

Statt der Gleichungen (1) kann man schreiben:

$$Q = \Omega\,U\,k$$

$$\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\,k} = \frac{U}{u_1} = \frac{U}{v_1} = \frac{U}{v_2}\,\frac{R_2}{R_1}$$

$$\frac{\Omega_2}{\Omega\,k} = \frac{U}{u_2}$$

oder wenn man für $\frac{U}{v_2}$ und $\frac{U}{u_2}$ die Werthe setzt, welche aus (4) folgen:

$$\left.\begin{aligned} Q &= \Omega\,U\,k \\ \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\,k} &= \frac{R_2}{R_1}\,\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)} \\ \frac{\Omega_2}{\Omega\,k} &= \frac{\sin\beta}{\sin\alpha} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (14)$$

Diese 7 Gleichungen enthalten 16 verschiedene Grössen; es bleiben also 9 derselben unbestimmt. Nun sind $g\ \mathfrak{A}\ h\ k\ k_1\ Q\ H$ gegebene Grössen, daher bleiben nur noch 2 unbestimmt, und für diese ist es am angemessensten, α und β zu wählen.

Wenn also die Grössen $g\ \mathfrak{A}\ h\ k\ k_1\ Q\ H$ gegeben sind und die Winkel α und β passend angenommen werden, so kann man vermittelst der Gleichungen (10) bis (14) diejenigen Werthe von $U\ v_2\ u_2\ \mathfrak{Q}\ \Omega\ \Omega_1\ \Omega_2$ berechnen, welche dem absoluten Maximum

des Effektes entsprechen würde, wenn keine Reibungen und auch keine Störungen in der Bewegung des Wassers vorkämen.

Die Winkel α und β sind nur innerhalb gewisser Grenzen willkürlich; sie müssen nämlich so gewählt werden, dass die Ausdrücke 10 bis 14 positive und endliche reelle Werthe geben. Dies ist der Fall, wenn $\alpha < 90$ und $\alpha + \beta < 180$ angenommen wird.

Würde $\alpha > 90$ und $\alpha + \beta > 180^0$ genommen, so können zwar die Werthe von U v_2 u_2 reell ausfallen, aber die zweite der Gleichungen 14 gibt dann für Ω_1 einen negativen Werth.

Wird $\alpha < 90$ $(\alpha + \beta) > 180$ genommen, so wird v_2 und U imaginär und Ω_1 negativ

Wird endlich $\alpha > 90$ $\alpha + \beta < 180^0$ genommen, so wird v_2 und U imaginär und Ω_1 wird positiv unendlich.

Die verschiedenen Anordnungen, welche man erhält, wenn den Winkeln α und β innerhalb der Grenzen $\alpha < 90^0$, $\alpha + \beta < 180$ alle möglichen Werthe ertheilt werden, lassen sich in drei Klassen eintheilen.

Die erste Klasse umfasst alle diejenigen Anordnungen, für welche

$$2\,\alpha + \beta < 180$$

ist. In diesem Falle wird:

$$U < \sqrt{2\,g\,H}$$
$$\Omega > A + 1000\,h$$

denn es ist:

$$\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\,\sin(\alpha+\beta)} = 2\,\frac{\sin\beta}{\sin(2\,\alpha+\beta)+\sin\beta} < 2$$

Bei dieser Klasse von Turbinen strömt also das Wasser aus den Leitschaufeln mit einer Geschwindigkeit aus, die kleiner ist, als diejenige, welche der Gefällshöhe entspricht, und die wechselseitige Pressung der Wassertheilchen am innern Umfang des Rades fällt grösser aus, als der atmosphärische Druck.

Zur zweiten Klasse gehören diejenigen Turbinen, für welche $2\,\alpha + \beta = 180^0$ ist. Dann wird wegen

$$\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\,\sin(\alpha+\beta)} = 2\,\frac{\sin\beta}{\sin(2\,\alpha+\beta)+\sin\beta} = 2$$

$$U = \sqrt{2\,g\,H}$$
$$\Omega = A + 1000\,h$$

Bei dieser Klasse strömt demnach das Wasser mit einer Geschwindigkeit aus, die gleich ist derjenigen, welche dem Gefälle entspricht.

Die dritte Klasse ist endlich diejenige, für welche $2\,\alpha + \beta > 180^0$ ist. Dann wird wegen

$$\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\,\sin(\alpha+\beta)} = 2\,\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+2\,\beta)+\sin\beta} > 2$$

$$U > \sqrt{2\,g\,H}$$
$$\Omega < A + 1000\,h$$

Das Wasser strömt also in diesem Falle mit einer Geschwindigkeit aus, die grösser ist, als jene, welche dem Gefälle entspricht.

Wir werden in der Folge zeigen, dass nur die Turbinen der ersten Klasse praktisch gute Effekte zu geben vermögen, weil nur bei diesen gewissen Nebenbedingungen, die in unserer unvollkommenen Theorie nicht vorkommen, entsprochen werden kann.

Vom theoretischen Standpunkt aus können wir die Turbine von *Cadiat* und die *Schott*'sche Turbine als *Fourneyron*'sche Turbinen ohne Leitschaufeln ansehen, bei welchen das Wasser nach radialer Richtung ausströmt, also der Winkel $\alpha = 90^0$ ist. Allein für diesen Werth von α geben einige der Ausdrücke 10 bis 14 unendliche Werthe, woraus hervorgeht, dass diese beiden Turbinen den Bedingungen des absoluten Effekt-Maximums nicht zu entsprechen vermögen, also schon vom theoretischen Standpunkt aus unvollkommene Anordnungen genannt werden müssen.

Die später folgende allgemeine Theorie der *Fourneyron*'schen Turbine wird uns belehren, welche Bedingungen erfüllt werden müssen, damit die Turbine von *Cadiat* und die *Schott*'sche Turbine wenigstens erträgliche Effektleistungen hervorzubringen vermögen.

Wir werden in der Folge die aufgefundenen Bedingungsgleichungen 10 bis 14 zur Aufstellung von Regeln benützen, vermittelst welchen die Dimensionen von neu zu erbauenden Turbinen berechnet werden können. Vorerst wollen wir aber die genauere Theorie der Turbine entwickeln.

Allgemeine und genaue Theorie der Fourneyron'schen Turbine.

Diese allgemeinere und genauere Theorie, welche wir nun entwickeln wollen, unterscheidet sich von der im Vorhergehenden behandelten in mehreren Dingen. Wir nehmen abermals an, dass das Wasser die Kanäle vollkommen ausfülle, suchen jedoch alle durch Reibungen, durch plötzliche Geschwindigkeitsänderungen und durch sonstige Störungen entstehenden Verluste in Rechnung zu bringen. Dann aber wollen wir zu bestimmen suchen, wie bei einer Turbine von beliebigen Abmessungen, und bei beliebiger jedoch gleichförmiger Drehung des Rades die Bewegung des Wassers durch die ganze Maschine erfolgt, und wie gross der Nutzeffekt ausfällt.

Die früher gewählten Bezeichnungen werden beibehalten, einige neue werden wir im Verlauf der Untersuchung hinzufügen.

Die Bedingung, dass das Wasser den Querschnitt der Kanäle ausfüllt, ist auch hier wie früher:

$$Q = \Omega\, U\, K = \Omega_2\, u_2 = \Omega_1\, u_1\, k_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Wenn das Wasser die Kanäle nicht ausfüllt, ist diese Gleichung nur dann richtig, wenn man für Ω Ω_2 Ω_1 die Querschnitte der Wasserkörper setzt, nicht aber die Querschnitte der Kanäle.

Auf seinem Weg bis an den Umfang des Leitapparates erleidet das Wasser durch Reibungen, Ablenkungen, plötzliche Geschwindigkeitsänderungen mancherlei kleine Störungen. Es sei ζ der hierdurch entstehende Gefällverlust, dann haben wir für den Austritt des Wassers aus dem Einlauf folgende Gleichung:

$$\frac{U^2}{2g} = \frac{A}{1000} + H + h - \zeta - \frac{\Omega}{1000} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Zerlegt man die Geschwindigkeit U in eine radiale und in eine tangentiale, so ist erstere U sin α, letztere U cos α. Zerlegt man die Geschwindigkeit u_2 nach radialer und nach tangentialer Richtung, so ist erstere u_2 sin β, letztere u_2 cos β. Das Quadrat der relativen Geschwindigkeit des Wassers unmittelbar vor seinem Eintritt ist demnach:

$$(U \sin \alpha - u_2 \sin \beta)^2 + [U \cos \alpha - (v_2 - u_2 \cos \beta)]^2$$

und da nach dem Prinzip von *Carnot**) die lebendige Kraft, welche dieser relativen Geschwindigkeit entspricht, durch den stossweisen Uebertritt verloren geht, so entsteht ein Verlust J an lebendiger Kraft, die durch folgenden Ausdruck bestimmt wird:

$$J = \frac{1000\ Q}{2\ g}\left\{(U \sin \alpha - u_2 \sin \beta)^2 + [U \cos \alpha - (v_2 - u_2 \cos \beta)]^2\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Nun ist aber wegen der Beziehungen (1)

$$U = \frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega\ k}\ u_1 \qquad u_2 = \frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega_2}\ u_1$$

Setzt man diese Ausdrücke in (3) und nennt zur Abkürzung

$$\left.\begin{aligned} \frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega\ k} \sin \alpha - \frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega_2} \sin \beta &= n \\ \frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega\ k} \cos \alpha + \frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega_2} \cos \beta &= m \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

so erhält man:

$$J = \frac{1000\ Q}{2\ g}\left[(m\ u_1 - v_2)^2 + n^2\ u_1^2\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Wenn wir alle fördernden und störenden Einflüsse so genau als möglich berücksichtigen, erhalten wir zur Bestimmung der relativen Geschwindigkeit u_1 folgende Gleichung:

$$\left.\begin{aligned} \frac{u_1^2}{2\ g} = \frac{1}{2\ g}\left[U^2 + v_1^2 - 2\ U\ v_2 \cos \alpha\right] - \frac{1}{2\ g}\left[(m\ u_1 - v_2)^2 + n^2\ u_1^2\right] + \\ + \frac{\Omega}{1000} - \left(\frac{A}{1000} + h\right) + \left(\frac{v_1^2}{2\ g} - \frac{v_2^2}{2\ g}\right) - \lambda\ \frac{f}{\Omega_1}\ u_1^2 = \mu\ u_1^2 \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Dabei haben die einzelnen Glieder folgende Bedeutung. Das Glied $U^2 + v_2^2 - 2v\,U_2 \cos \alpha$ ist das Quadrat der relatiren Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser unmittelbar vor seinem Eintritt in das Rad gegen den innern Radumfang hinströmt.

Das Glied $(u_1\ m - v_2)^2 + n^2\ u_1^2$ drückt den Verlust aus, der durch den stossweisen Eintritt des Wassers in das Rad entsteht.

Das Glied $\frac{\Omega}{1000}$ drückt den Einfluss der am inneren Umfang des Rades herrschenden Pressung aus. Das Glied $-\left(\frac{A}{1000} + h\right)$ bestimmt den Einfluss, der am äusseren Umfang des Rades herrschenden Pressung.

Das Glied $\frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g}$ bestimmt den Einfluss der Centrifugalkraft (Siehe Seite 30).

Durch das Glied $-\lambda\ \frac{f}{\Omega_1}\ u_1^2$ kann annähernd der Einfluss der Reibung des Wassers an den Kanalwänden ausgedrückt werden. Dabei ist $\lambda = 0{\cdot}00035$ eine Constante, f die Summe der inneren Flächen sämmtlicher Radkanäle, Ω_1 die Summe der Querschnitte sämmtlicher Radkanäle am äusseren Umfang des Rades. Dieser Ausdruck ist nicht ganz genau, denn die Widerstandshöhe, welche der Reibung entspricht, wird strenger

*) Prinzipien der Mechanik, 2. Auflage, Seite 164.

genommen durch ein Binom von der Form $\alpha u + \beta u^2$ ausgedrückt, allein weil bei Turbinen die relative Geschwindigkeit des Wassers gegen die Radkanäle eine beträchtliche ist, so ist der Betrag von αu gegen βu^2 sehr klein, kann also αu gegen βu^2 vernachlässiget werden. Sodann ändert sich die Geschwindigkeit des Wassers gegen die Schaufel, müsste also streng genommen der Einfluss der Reibung mit Rücksicht auf diese Veränderlichkeit berechnet werden; da aber durch u_1 nicht sehr viel von u_2 verschieden ist, so begeht man keinen merklichen Fehler, wenn man die Reibung so berechnet, wie wenn das Wasser mit einer unveränderlichen Geschwindigkeit u_1 durch das Rad flösse.

Durch das Glied $-\mu u_1^2$ können wir annähernd den Einfluss ausdrücken, der durch zufällige Unregelmässigkeit in der Bewegung des Wassers ausgeübt wird. Dabei ist μ eine allerdings nicht scharf bestimmbare constante Grösse, die je nach Umständen schätzungsweise in Rechnung zu bringen ist.

Zur Bestimmung der absoluten Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser das Rad verlässt, haben wir die Gleichung:

$$w^2 = u_1^2 + v_1^2 - 2\, u_1\, v_1 \cos\gamma \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

Endlich erhalten wir für den Nutzeffekt des Rades nachstehenden Werth:

$$\left.\begin{aligned} E_n = 1000\ Q\,H &- 1000\ Q\ \zeta - \frac{1000\ Q}{2\,g}\left[(m\,u_1 - v_2)^2 + n^2\,u_1^2\right] \\ &- \frac{1000\ Q}{2\,g}\left(u_1^2 + v_1^2 - 2\,u_1\,v_1\cos\gamma\right) \\ &- 1000\ Q\ \lambda\ \frac{f}{\Omega_1}\ u_1^2 \\ &- 1000\ Q\ \mu\ u_1^2 \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (8)$$

Die Bedeutung der einzelnen Glieder dieser Gleichung wird man leicht verstehen, wenn man die Erklärungen beachtet, durch welche die Gleichung (6) erläutert wurde.

Nun handelt es sich um die analytische Verarbeitung der Gleichungen (1) bis (8).

Durch Addition von (2) und (6) findet man:

$$\frac{U^2}{2\,g} + \frac{u_1^2}{2\,g} = \frac{1}{2\,g}\left(U^2 + v_2^2 - 2\,U\,v_2\cos\alpha\right) + H - \zeta + \frac{v_1^2}{2\,g} - \frac{v_2^2}{2\,g} - \frac{1}{2\,g}\left[(m\,u_1 - v_2)^2 + n^2\,u_1^2\right]$$
$$- \lambda\ \frac{f}{\Omega_1}\ u_1^2 - \mu\ u_1^2$$

Durch weitere Entwicklung und Reduktion findet man leicht:

$$u_1^2\left[1 + m^2 + n^2\right] + 2\,v_2\left[U\cos\alpha - m\,u_1\right] + 2\,g\left(\lambda\,\frac{f}{\Omega_1} + \mu\right) u_1^2 = 2\,g\,(H - \zeta) + v_1^2 - v_2^2 \quad (9)$$

Allein wegen der Ausdrücke (1) und (4) ist:

$$U\cos\alpha = u_1\ \frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega\ k}\ \cos\alpha$$

$$U\cos\alpha - m\,u_1 = u_1\left[\frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega\ k}\cos\alpha - m\right] = -\frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega_2}\ \cos\beta\ u_1$$

Hierdurch wird die Gleichung (9):

$$u_1^2\left[1+m^2+n^2+2g\left(\lambda\frac{f}{\Omega_1}+\mu\right)\right]-2\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\cos\beta\, v_2\, u_1 = 2g(H-\zeta)+v_1^2-v_2^2 \quad (10)$$

und hieraus folgt: wenn man u_1 sucht:

$$u_1=\frac{\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\cos\beta\, v_2+\sqrt{\left[v_1^2-v_2^2+2g(H-\zeta)\right]\left[1+m^2+n^2+2g\left(\lambda\frac{f}{\Omega_1}+\mu\right)\right]+\frac{\Omega_2^2 k_1^2}{\Omega_2^2}\cos^2\beta\, v_2^2}}{1+m^2+n^2+2g\left(\lambda\frac{f}{\Omega_1}+\mu\right)} \quad (11)$$

und nun findet man ferner wegen $U=\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}u_1$

$$u=\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\frac{\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\cos\beta\, v_2+\sqrt{\left[v_1^2-v_2^2+2g(H-\zeta)\right]\left[1+m^2+n^2+2g\left(\lambda\frac{f}{\Omega_1}+\mu\right)\right]+\frac{\Omega_1^2 k_1^2}{\Omega_2^2}\cos^2\beta\, v_2^2}}{1+m^2+n^2+2g\left(\lambda\frac{f}{\Omega_1}+\mu\right)} \quad (12)$$

Die Gleichung (8) für den Effekt kann geschrieben werden, wie folgt:

$$E_a=1000\,Q\,[H-\zeta]-\frac{1000\,Q}{2g}\left[(m\,u_1-v_2)^2+n^2u_1^2+u_1^2+v_1^2-2u_1v_1\cos\gamma+2g\left(\lambda\frac{f}{\Omega_1}+\mu\right)u_1^2\right]$$

oder wenn man entwickelt:

$$E_a=1000\,Q\,[H-\zeta]-\frac{1000\,Q}{2g}\left\{u_1^2\left[1+m^2+n^2+2g\left(\lambda\frac{f}{\Omega_1}+\mu\right)\right]+v_1^2+v_2^2-2u_1(m\,v_2+v_1\cos\gamma)\right\}$$

Mit Berücksichtigung von (10) wird dieser Ausdruck:

$$E_a=1000\,Q\,[H-\zeta]-\frac{1000\,Q}{2g}\left\{2g(H-\zeta)+v_1^2-v_2^2+2\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\cos\beta\, v_2 u_1+v_1^2+v_2^2-2u_1(m\,v_2+v_1\cos\gamma)\right\}$$

und durch weitere Reduktionen:

$$E_a=-1000\frac{Q}{2g}2v_1^2\left\{1+\left[\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\cos\beta-m\right)\frac{v_2}{v_1}-\cos\gamma\right]\frac{u_1}{v_1}\right\}$$

Allein vermöge der zweiten der Gleichungen (4) ist:

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\cos\beta-m=-\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\cos\alpha$$

und hierdurch wird der Ausdruck für E_a

$$\frac{E_a}{1000\,Q\,H}=\frac{v_1^2}{gH}\left\{\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\frac{R_2}{R_1}\cos\alpha+\cos\gamma\right)\frac{u_1}{v_1}-1\right\} \quad (13)$$

wobei noch bemerkt werden muss, dass für $\frac{v_2}{v_1}$ $\frac{R_2}{R_1}$ gesetzt wurde.

Setzt man in (13) $\frac{u_1}{v_1}$ den Werth, der aus 11 folgt und berücksichtiget abermals, dass $\frac{v_2}{v_1} = \frac{R_2}{R_1}$ ist, so findet man:

$$\frac{E_n}{1000\,Q\,H} = \frac{v_1^2}{g\,H}\left\{\frac{\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\frac{R_2}{R_1}\cos\alpha + \cos\gamma}{1+m^2+n^2+2g\left(\lambda\frac{f}{\Omega_1}+\mu\right)}\left[\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\frac{R_2}{R_1}\cos\beta + \sqrt{\left[1-\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2+\frac{2g(H-\zeta)}{v_1^2}\right]\left[1+m^2+n^2+2g\left(\lambda\frac{f}{\Omega_1}+\mu\right)\right]+\frac{\Omega_1^2 k_1^2}{\Omega_2^2}\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\cos^2\beta}\right]-1\right\} \quad (14)$$

Setzt man zur Abkürzung:

$$\left.\begin{aligned}
1-\frac{\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\cos\alpha+\cos\gamma}{1+m^2+n^2+2g\left(\lambda\frac{f}{\Omega_1}+\mu\right)}\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\cos\beta &= A\\
\frac{\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\cos\alpha+\cos\gamma}{\sqrt{1+m^2+n^2+2g\left(\lambda\frac{f}{\Omega_1}+\mu\right)}} &= B\\
1-\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2+\frac{\left(\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\cos\beta\right)^2}{1+m^2+n^2+2g\left(\lambda\frac{f}{\Omega_1}+\mu\right)} &= C\\
\frac{\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\cos\beta}{1+m^2+n^2+2g\left(\lambda\frac{f}{\Omega_1}+\mu\right)} &= D\\
\frac{v_1^2}{2gH} &= x
\end{aligned}\right\} \quad (15)$$

so können die Gleichungen (11), (12) und (14) geschrieben werden, wie folgt:

$$\left.\begin{aligned}
\frac{u_1}{v_1} &= D+\sqrt{\left\{\frac{C+\frac{1}{x}\left(1-\frac{\zeta}{H}\right)}{1+m^2+n^2+2g\left(\lambda\frac{f}{\Omega_1}+\mu\right)}\right\}}\\
\frac{U}{\sqrt{2gH}} &= \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\left\{D\sqrt{x}+\sqrt{\frac{Cx+1-\frac{\zeta}{H}}{1+m^2+n^2+2g\left(\lambda\frac{f}{\Omega_1}+\mu\right)}}\right\}\\
\frac{E_n}{1000\,Q\,H} &= -2Ax+2B\sqrt{\left(1-\frac{\zeta}{H}\right)x+Cx^2}
\end{aligned}\right\} \quad (16)$$

Durch diese Gleichungen mit Berücksichtigung der Ausdrücke (14) und (15) kann zunächst berechnet werden, wie das Wasser durch die Turbine strömt und welchen Effekt es entwickelt, wenn im Beharrungszustand eine gewisse Umfangsgeschwindigkeit v_1

vorhanden ist. Diese Gleichungen dienen also zunächst zur Beurtheilung einer bestehenden oder entworfenen Turbine, deren sämmtliche Abmessungen bekannt sind.

Aus der zweiten der Gleichungen (16) erkennt man den Einfluss der Abmessungen des Rades und seiner Geschwindigkeit auf die Austrittsgeschwindigkeit U. So wie die Geschwindigkeit des Rades zunimmt, wächst x und mithin auch U. Wenn die Höhe der Schützenöffnung geändert wird, ändert sich auch die Austrittsgeschwindigkeit. Bei der *Fourneyron*'schen Turbine ändert sich mit der Höhe der Schützenöffnung der Werth von Ω; Ω_2 und Ω_1 blieben hingegen ungeändert. Wird der Schützen mehr aufgezogen, so wächst auch Ω, die Werthe von m und n nehmen ab, und C und D werden etwas grösser, allein nicht in dem Maasse als Ω zunimmt. Wird die Höhe der Schützenöffnung vermindert, so nimmt Ω ab, m und n werden grösser, C und D kleiner, aber wiederum nicht in dem Maasse als Ω kleiner geworden ist. Die Ausflussgeschwindigkeit U wächst also bei dieser Turbine, wenn die Höhe der Schützenöffnung kleiner gemacht wird und nimmt ab, wenn der Schützen mehr aufgezogen wird.

Bei der *Cadiat*'schen und *Schott*'schen Turbine sind die Vorrichtungen zur Regulirung der Wassermenge, welche man auf das Rad wirken lassen will, am äusseren Umfange angebracht. Bei diesen Turbinen sind also die Werthe von Ω und Ω_2 constant, und Ω_1 wird grösser oder kleiner gemacht, je nachdem man mehr oder weniger Wasser auf das Rad wirken lassen will. Bei diesen Turbinen ändert sich m und n in dem Sinne und Maasse als sich Ω_1 ändert, C und D dagegen im entgegengesetzten Sinne, und in geringerem Maasse. Die zweite der Gleichungen (16) zeigt daher, dass bei dieser Turbine die Aenderungen von U und die Aenderung von Ω_1 in demselben Sinne erfolgen.

Da alle in dieser Gleichung erscheinenden Grössen nur Verhältnisszahlen sind, so geht daraus hervor, dass das Verhältniss $\frac{U}{\sqrt{2\,g\,H}}$ nicht von den absoluten Dimensionen der Maschine, sondern nur von den Verhältnissen derselben abhängt. Bei zwei geometrisch ähnlich konstruirten Maschinen ist daher das Verhältniss $\frac{U}{\sqrt{2\,g\,H}}$ gleich gross.

Aus der letzteren der Gleichungen (16) folgt, dass der Effekt nicht nur für $x = o$ (wenn das Rad ruht), sondern auch für einen zweiten endlichen Werth von x verschwindet. Nennt man diesen speziellen Werth von x x_0, so hat man zur Bestimmung desselben

$$-2A + 2B\sqrt{\left(1 - \frac{\zeta}{H}\right)\frac{1}{x_0} + C} = o$$

Hieraus folgt:

$$x_0 = \frac{1 - \frac{\zeta}{H}}{\left(\frac{A}{B}\right)^2 - C} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (17)$$

Es ist klar, dass dieser Werth von x derjenigen Geschwindigkeit entspricht, welche das Rad annimmt, wenn es, ohne irgend einen Widerstand zu überwinden, der Einwirkung des Wassers ausgesetzt wird. Numerische Rechnungen werden in der Folge zeigen, dass diese Geschwindigkeit noch doppelt so gross ist, als diejenige, bei welcher das Maximum der Effektleistung eintritt.

Da es nun zwei Geschwindigkeiten gibt, bei welchen der Effekt verschwindet, und innerhalb dieser Grenzen stetige Aenderungen des Effektes vorkommen, so muss es nothwendigerweise eine gewisse Geschwindigkeit geben, bei welcher eine Turbine von bestimmten Abmessungen das Maximum des Effektes liefert.

Wir wollen diese Geschwindigkeit und alles was damit zusammenhängt zu bestimmen suchen.

Die vortheilhafteste Geschwindigkeit der Turbine ist diejenige, für welche der Werth des Differenzialquotienten $\frac{d\left(\frac{E_a}{1000\,Q\,H}\right)}{dx}$ verschwindet.

Aus der dritten der Gleichungen (16) folgt:

$$\frac{d\left(\frac{E_a}{1000\,Q\,H}\right)}{dx} = -2A + 2B\,\frac{1-\frac{\zeta}{H}+2Cx}{2\sqrt{\left(1-\frac{\zeta}{H}\right)x+Cx^2}}$$

Setzt man diesen Ausdruck gleich Null, und bezeichnet mit $(x)_{max\,r}$ die Wurzel dieser Gleichung, so findet man:

$$(x)_{max\,r} = \frac{1-\frac{\zeta}{H}}{2C}\left[-1+\frac{1}{\sqrt{1-\left(\frac{B}{A}\right)^2 C}}\right] \quad \ldots\ldots\ldots \quad (18)$$

Bezeichnet man durch $\left(\frac{E_a}{1000\,Q\,H}\right)_{max\,r}$ $(v_1)_{max\,r}$ $(U)_{max\,r}$ diejenigen Werthe von $\frac{E_a}{1000\,Q\,H}$ v_1 U, welche für $x =$ gleich $(x)_{max\,r}$ hervortreten, so erhält man zunächst aus der dritten der Gleichungen (16), wenn man für x die Werthe (18) substituirt:

$$\left(\frac{E_a}{1000\,Q\,H}\right)_{max\,r} = \frac{A}{C}\left(1-\frac{\zeta}{H}\right)\left\{1-\sqrt{1-C\left(\frac{B}{A}\right)^2}\right\} \quad \ldots\ldots \quad (19)$$

und dann wird ferner

$$(v_1)_{max\,r} = \sqrt{(x)_{max\,r}}\,\sqrt{2\,g\,H} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (20)$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2\,g\,H}}\right)_{max\,r} = \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\,k}\left[D\sqrt{(x)_{max\,r}}+\sqrt{\frac{1-\frac{\zeta}{H}+C\,(x)_{max\,r}}{1+m^2+n^2+2\,g\left(\lambda\,\frac{f}{\Omega_1}+\mu\right)}}\right] \quad \ldots \quad (21)$$

Diese Resultate könnten benützt werden, um die Bedingungen ausfindig zu machen, bei deren Erfüllung der Nutzeffekt einer *Fourneyron*'schen Turbine gleich würde dem absoluten Effekt 1000 Q H der Wasserkraft. Allein da diese Bedingungen bereits früher (Seite 26 bis 32) direkt aufgesucht wurden, und ihre Herleitung aus den Gleichungen (8) bis (21) ziemlich weitläufige Rechnungen verursacht, so wollen wir diese Herleitung unterlassen.

Wie die bis hierher gewonnenen Resultate benutzt werden können, theils zur Prüfung von bestehenden oder entworfenen, theils zur Berechnung von neu zu erbauenden Turbinen, wird in der Folge gezeigt werden.

Theorie der Turbine von Cadiat.

Wir haben die Einrichtung dieser Turbine bereits früher Seite 9 beschrieben und wissen, dass sie sich von einer *Fourneyron*'schen im Wesentlichen nur dadurch unterscheidet, dass sie keine Leitschaufeln hat. Das Wasser strömt desshalb bei der Turbine von *Cadiat* nach radialer Richtung aus dem Zuleitungscylinder nach dem inneren Umfang des Rades hin. Ganz genau ist das so eben Gesagte nicht; das Wasser bildet schon in seiner Bewegung durch den Maschinencylinder grössere und kleinere Wirbel, und wenn die Turbine mit keinem Teller versehen ist, wird das Wasser durch die Reibung an dem sich drehenden Turbinenkörper von der radialen Richtung abgelenkt. Allein all diese Vorgänge lassen sich ja doch nicht in Rechnung bringen, und man wird sich von der Wahrheit nicht weit entfernen, wenn man bei der Turbine von *Cadiat* eine radiale Einströmung des Wassers in das Rad in Rechnung bringt, mithin für alle Wassertheilchen $\alpha = 90^0$ setzt. Unter dieser Voraussetzung geben die Gleichungen (10) und (11) Seite 32:

$$v_1 = \infty \qquad U = \infty$$

was darauf hindeutet, dass eine Turbine ohne Leitschaufeln den Bedingungen des absolut besten Effektes nicht entsprechen kann, dass also die Turbine von *Cadiat* eine selbst in theoretischer Hinsicht unvollkommene Anordnung genannt werden muss, und dieses theoretische Urtheil hat auch die Erfahrung bestätiget; denn diese Turbinen haben der Praxis nicht entsprochen und werden heut zu Tage nicht mehr ausgeführt. Da es nicht möglich ist, der Bedingung wegen der vortheilhaftesten Geschwindigkeit zu entsprechen, so wollen wir wenigstens suchen, die Stösse, welche bei dem Eintritt in das Rad entstehen können, zu beseitigen.

Die Gleichung (5), Seite 35, bestimmt den Verlust, der durch den stossweisen Eintritt des Wassers in das Rad entstehen kann. Dieser Verlust verschwindet, wenn ist:

$$\left.\begin{aligned} m\,u_1 - v_2 &= 0 \\ n &= 0 \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Diese Bedingungen erhalten mit Berücksichtigung der Ausdrücke (4), Seite 35, wenn man $\alpha = 90^0$ setzt, folgende Form:

$$\left.\begin{aligned} \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos\beta &= \frac{v_2}{u_1} = \frac{v_2}{v_1}\,\frac{v_1}{u_1} \\ \frac{\Omega_2 k_1}{\Omega k} - \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin\beta &= 0 \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Da bei diesen Turbinen der Bedingung $u_1 = v_1$ nicht entsprochen werden kann, so müssen wir uns gefallen lassen, für $\frac{u_1}{v_1}$ einen von der Einheit abweichenden Werth in Rechnung zu bringen. Setzen wir daher:

$$\frac{u_1}{v_1} = p \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

und berücksichtigen, dass $\frac{v_2}{v_1} = \frac{R_2}{R_1}$ ist, so werden die Ausdrücke (2):

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos \beta = \frac{R_2}{R_1} \frac{1}{\mathfrak{p}}$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} - \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin \beta = 0$$

und hieraus folgt:

$$\left.\begin{aligned} \Omega_2 &= \Omega k \sin \beta \\ \Omega_1 k_1 &= \Omega k \frac{1}{\mathfrak{p}} \frac{R_2}{R_1} \operatorname{tang} \beta \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (4)$$

welche Gleichungen die Querschnitte der Radkanäle am inneren und äusseren Umfang des Rades bestimmen.

Vernachlässiget man die zufälligen Störungen in der Zuleitung im Rade und die Reibung des Wassers an den Radschaufeln, setzt demnach $\zeta = \lambda = \mu = 0$, so gibt die Gleichung (9), Seite 36, für $\alpha = 90°$ und für $m u_1 - v_2 = 0$, $n = 0$:

$$u_1^2 = v_1^2 + 2 g H$$

oder wegen (3)

$$v_1 = \sqrt{\frac{2 g H}{\mathfrak{p}^2 - 1}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (5)$$

Zur Berechnung von U hat man:

$$U = u_1 \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = \mathfrak{p} v_1 \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = \mathfrak{p} v_1 \frac{1}{\mathfrak{p}} \frac{R_2}{R_1} \operatorname{tang} \beta = v_1 \frac{R_2}{R_1} \operatorname{tang} \beta$$

demnach wegen (5):

$$U = \frac{R_2}{R_1} \operatorname{tang} \beta \sqrt{\frac{2 g H}{\mathfrak{p}^2 - 1}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (6)$$

Aus der Gleichung (8), Seite 36 folgt, wenn man in derselben $\zeta = \lambda = \mu = 0$ und $m u_1 - v_2 = 0$ $n = 0$ setzt:

$$\frac{E_n}{1000 Q H} = 1 - \frac{v_1^2}{2 g H} (1 + \mathfrak{p}^2 - 2 \mathfrak{p} \cos \gamma)$$

und wenn man für v_1 seinen Werth aus (5) einführt:

$$\frac{E_n}{1000 Q H} = 2 \frac{\mathfrak{p} \cos \gamma - 1}{\mathfrak{p}^2 - 1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (7)$$

Da γ sehr klein ist, so darf man $\cos \gamma = 1$ setzen, dann wird:

$$\frac{E_n}{1000 Q H} = \frac{2}{\mathfrak{p} + 1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (8)$$

Nimmt man $\mathfrak{p} = 1{\cdot}5$, so wird $\frac{E_n}{1000 Q H} = 0{\cdot}8$, was allerdings noch ganz günstig ist, allein es wäre zu gewagt, auf ein derartiges Rechnungsresultat zu bauen, indem dabei so viele störende Einflüsse vernachlässigt wurden.

Vorausgesetzt, dass der Schützen bis zur Höhe des Rades aufgezogen wird, hat man mit ziemlicher Genauigkeit:

$$\Omega = 2 R_2 \pi \delta \qquad \Omega_1 = i_1 s_1 \delta \qquad \Omega_2 = 2 R_2 \pi \sin \beta$$

Durch Einführung dieser drei Werthe in die Gleichungen (4) wird die erste derselben identisch erfüllt und folgt aus der zweiten:

$$s_1 = \frac{2\,R_2\,\pi}{i_1}\,\frac{k}{k_1}\,\frac{1}{p}\,\frac{R_2}{R_1}\,\text{tang}\,\beta \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Wir werden in der Folge die für die Turbine von *Cadiat* gewonnenen Resultate weiter benützen.

Theorie der Schott'schen Turbine.

Die *Schott*'sche Turbine kann in theoretischer Hinsicht als eine *Fourneyron*'sche Turbine angesehen werden, die keine Leitschaufeln und nur wenige Radkanäle hat.

Die Winkel, unter welchen die einzelnen Wasserfäden, aus denen man sich das in einen Radkanal fliessende Wasser bestehend denken kann, den inneren Umfang des Rades durchschneiden, haben zwar alle Werthe von 0 bis 180°, allein die Axe des Kanales und die Mehrzahl jener Wasserfäden schneiden doch den inneren Umfang genau oder nahe unter einem rechten Winkel; wir müssen daher für diese Turbine nicht nur α, sondern auch β gleich 90° setzen. Hieraus geht hervor, dass bei dieser Turbine den Bedingungen des absolut besten Effektes noch weniger entsprochen werden kann, als bei der vorhergehenden, und in der That erhält man in diesem Fall aus der Gleichung (10) bis (14) Seite 32 für $\alpha = \beta = 90$ zwei Bedingungen:

$$\gamma = 0 \text{ und } \Omega_2 = k\,\Omega$$

die annähernd realisirbaren und zwei andere:

$$v_2 = \infty, \quad \frac{R_2}{R_1}\,\frac{1}{0} = \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\,k}$$

die nicht verwirklicht werden können.

Für die relativ beste Einrichtung einer *Schott*'schen Turbine erhalten wir für

$$\alpha = \beta = 90° \quad \gamma = 0 \quad \Omega_2 = k\,\Omega, \quad \zeta = \lambda = \mu = 0$$

aus (15), Seite 38 und (18), (19), (20), Seite 40, folgende Resultate:

$$m = 0, \quad n = 0, \quad A = 1, \quad B = 1, \quad C = 1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2, \quad D = 0$$

$$(x)_{max\,r} = \frac{1}{2}\,\frac{R_1^2}{R_2\,(R_1 + R_2)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

oder weil $x = \frac{v_1^2}{2gH}$ ist:

$$\frac{v_1}{\sqrt{2\,g\,H}} = \frac{\frac{R_1}{R_2}}{\sqrt{2\left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right)}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

ferner aus (19) und (21), Seite 40:

$$\left(\frac{E_n}{1000\,Q\,H}\right)_{max\,r} = \frac{1}{1 + \left(\frac{R_2}{R_1}\right)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

$$\frac{U}{\sqrt{2gH}} = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sqrt{\frac{1}{2}\left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (4)$$

Die Gleichung (3) zeigt, dass es vortheilhaft ist, den äusseren Halbmesser im Verhältniss zum inneren sehr gross anzunehmen, was auch sehr erklärlich ist, denn wenn $\frac{R_1}{R_2}$ gross ist, fällt die innere Umfangsgeschwindigkeit v_2 klein aus, kann daher das Wasser leichter in das Rad übertreten. Auch die Erfahrung hat dieses Ergebniss der Rechnung bestätiget. Die Empiriker haben lange herumgetastet, um ein geschicktes Verhältniss $\frac{R_1}{R_2}$ ausfindig zu machen, und haben schliesslich gefunden, dass dasselbe einen grossen Werth haben solle. Nehmen wir beispielsweise an, $\frac{R_1}{R_2} = 3$, so geben die zuletzt aufgestellten Formeln:

$$\frac{v_1}{\sqrt{2gH}} = 1{\cdot}05 \qquad \frac{E_n}{1000\,Q\,H} = 0{\cdot}75$$

Dieser Werth von $\frac{E_n}{10000\,Q\,H}$ scheint nun allerdings günstig zu sein, allein man muss bedenken, dass diese ganze Theorie nur als eine rohe Annäherung an die Wahrheit anzusehen ist, und dass bei derselben gar manche störende Verhältnisse ausser Acht gelassen werden mussten, dass daher in der Wirklichkeit nicht so günstige Resultate erzielt werden können, als diese Rechnung gibt.

Vergleichung der theoretischen Resultate mit den Abmessungen und Erfahrungen über ausgeführte Turbinen.

Bekanntlich haben *Morin* und andere Ingenieure Versuche mit Turbinen angestellt, welche von *Fourneyron* erbaut worden sind. Die Resultate dieser Versuche sind zwar für eine schärfere Prüfung unserer Theorie nicht ganz geeignet, indem die Abmessungen theilweise nicht genau angegeben wurden, aber dessen ungeachtet treten die Abweichungen und Uebereinstimmungen zwischen unserer Theorie und den Erfahrungsthatsachen ziemlich sprechend hervor.

Um für alle folgenden Berechnungen das unbequeme Aufsuchen der Formeln zu beseitigen, ist von denselben die folgende Zusammenstellung gemacht. Ueber die Bedeutung der verschiedenen Zeichen gibt die Zusammenstellung Seite 28 Aufschluss.

Zusammenstellung der Formeln zur Berechnung der Turbinen von Fourneyron, Cadiat und der Schott'schen Turbine.

A. Formeln zu allgemeinen Berechnungen über *Fourneyron*'sche Turbinen.

Seite		Nr.
35	$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin\alpha - \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin\beta = n$	4
35	$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos\alpha + \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos\beta = m$	4

Seite	Formel	Nr.
38	$A = 1 - \dfrac{\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\cos\alpha + \cos\gamma}{1+m^2+n^2+2g\left(\lambda\frac{f}{\Omega_1}+\mu\right)}\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1 k_2}{\Omega_2}\cos\beta$	15
38	$B = \dfrac{\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\cos\alpha + \cos\gamma}{\sqrt{1+m^2+n^2+2g\left(\lambda\frac{f}{\Omega_1}+\mu\right)}}$	15
38	$C = 1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 + \dfrac{\left(\frac{R_2}{R_1}\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\cos\beta\right)^2}{1+m^2+n^2+2g\left(\lambda\frac{f}{\Omega_1}+\mu\right)}$	15
38	$D = \dfrac{\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\frac{R_2}{R_1}\cos\beta}{1+m^2+n^2+2g\left(\lambda\frac{f}{\Omega_1}+\mu\right)}$	15
38	$x = \frac{v_1^2}{2gH}$	15
38	$\frac{u_1}{v_1} = D + \sqrt{\left\{\dfrac{C+\frac{1}{x}\left(1-\frac{\zeta}{H}\right)}{1+m^2+n^2+2g\left(\lambda\frac{f}{\Omega_1}+\mu\right)}\right\}}$	16
38	$\frac{U}{\sqrt{2gH}} = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\left\{D\sqrt{x} + \sqrt{\left(\dfrac{Cx+1-\frac{\zeta}{H}}{1+m^2+n^2+2g\left(\lambda\frac{f}{\Omega_1}+\mu\right)}\right)}\right\}$	16
38	$Q = \Omega U k$	16
38	$\frac{E_n}{1000QH} = -2Ax + 2B\sqrt{\left(1-\frac{\zeta}{H}\right)x + Cx^2}$	16
39	$x_0 = \dfrac{1-\frac{\zeta}{H}}{\left(\frac{A}{B}\right)^2 - C}$	17

Dieser Werth von x_0 entspricht derjenigen Geschwindigkeit, mit welcher sich eine *Fourneyron*'sche Turbine bewegt, wenn sie keinen Widerstand überwindet.

B. Formeln, welche sich auf die vortheilhafteste Geschwindigkeit einer *Fourneyron*'schen Turbine beziehen.

Seite	Formeln	Nr.
40	$(x)_{max\,r} = \frac{1-\frac{\zeta}{H}}{2C}\left\{-1+\frac{1}{\sqrt{1-\left(\frac{B}{A}\right)^2 C}}\right\}$	18
40	$\left(\frac{E_u}{1000\,Q\,H}\right)_{max\,r} = \frac{A}{C}\left(1-\frac{\zeta}{H}\right)\left\{1-\sqrt{1-C\left(\frac{B}{A}\right)^2}\right\}$	19
40	$(v_1)_{max\,r} = \sqrt{2\,g\,H}\ \sqrt{(x)_{max\,r}}$	20
	$\left(\frac{U}{\sqrt{2\,g\,H}}\right)_{max\,r} = \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\,k}\left[D\sqrt{(x)_{max\,r}}+\sqrt{\frac{1-\frac{\zeta}{H}+C\,(x)_{max\,r}}{1+m^2+n^2+2\,g\left(\lambda\frac{f}{\Omega_1}+\mu\right)}}\right]$	21

C. Formeln, welche sich auf das absolute Maximum einer *Fourneyron*'schen Turbine beziehen.

31	$\gamma = 0$	9
31	$\delta = \delta_1$	9
32	$v_2 = \sqrt{g\,H\,\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\alpha\,\sin\beta}}$	11
32	$U = \sqrt{g\,H\,\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\,\sin(\alpha+\beta)}}$	10
32	$\frac{\mathfrak{Q}}{1000} = \frac{\mathfrak{A}}{1000} + h + H\left(1-\frac{1}{2}\,\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\,\sin(\alpha+\beta)}\right)$	13
32	$s_1 = s\,\frac{k}{k_1}\,\frac{i}{i_1}\,\frac{R_2}{R_1}\,\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}$	14

D. Formeln für die Turbine von *Cadiat*.

41	$\frac{u_1}{v_1} = \mathfrak{p}$	8
42	$v_1 = \sqrt{\frac{2\,g\,H}{\mathfrak{p}^2-1}}$	5
42	$U = \frac{R_2}{R_1}\,\text{tang}\,\beta\,\sqrt{\frac{2\,g\,H}{\mathfrak{p}^2-1}}$	

Seite	Formeln	Nr.
43	$s_1 = \frac{2\,R_2\,\pi\,\delta\,k}{i_1\,\delta_1\,k_1}\,\frac{1}{p}\,\frac{R_2}{R_1}\,\text{tang}\,\beta$	9
43	$\frac{E_n}{1000\,Q\,H} = 2\,\frac{p\,\cos\gamma - 1}{p^2 - 1}$	7

E. Formeln für *Schott*'sche Turbinen.

43	$(x)_{max\,r} = \frac{1}{2}\,\frac{1}{\left(\frac{R_2}{R_1}\right)\left(1 + \frac{R_2}{R_1}\right)}$	1
43	$\left(\frac{v_1}{\sqrt{2\,g\,H}}\right)_{max\,r} = \frac{\frac{R_1}{R_2}}{\sqrt{2\left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right)}}$	2
43	$\left(\frac{U}{\sqrt{2\,g\,H}}\right)_{max\,r} = \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\,k}\sqrt{\frac{1}{2}\left(1 + \frac{R_1}{R_2}\right)}$	4
43	$\left(\frac{E_n}{1000\,Q\,H}\right)_{max\,r} = \frac{1}{1 + \frac{R_2}{R_1}}$	3

Es folgen nun ferner zwei Tabellen über die Dimensionen von ausgeführten Turbinen.

Tabelle I.

über die Abmessungen ausgeführter Turbinen.

Nr.	Ort der Aufstellung.	Name des Construkteurs.	Q Kub. Met.	H	E_a in Pferd	E_a	R_2	R_1	α	β	γ	i	i_1	s	s_2	s_1	δ_1	N	*Bemerkungen.*
1	Siebnen in der Schweiz	Locher & Wüger.	0·92	1	12	9*	0·938	1·128	12°	135	10	45	72	0 018	0·059	0·025	0·359	20	* Messung.
2	Langenau „ „	Locher & Wüger.	1·62	5·5	120	84*	0·96	1·125	12°	135	10	45	72	0·021	0·06	0·021	0·18	50	* Messung.
3	Turingen in Tyrol.	Escher & Comp.	0·126	7·6	127	84*	0·238	0·378	15°	90	10	36	36	0·005	0·037	0·005	0·04	700	* Messung.
4	St. Blasien.	Fourneyron.	0·084	10·8	47	?	0·098	0·155	15°	90	10	36	36	0·0021	0 0148	0·0021	0·015	2300	
5	Augsburg.	„	2·00	1·25	33	25*	0·78	1·08	23° + 35′	90	20	24	36	0·082	0·18	0·044	0·2 0 09 0·09**	. .	* Schätzung. ** Höhe von jeder der 3 Abtheilungen.
6	St. Mauer.	„	0·75	3·45 bis 3·78	38	30*	0·583	0·852	10	90	20	24	30	0·03	0·11	0·055	0·10 0·07 0·08**	60	* Schätzung. ** Höhe von jeder der 3 Abtheilungen.
7	Ettlingen bei Karlsruhe.	„	1·1*	3	44	30**	0·681	0·936	33°	90	20	30	30	0·078	0 135	0·072	0·16 0·116	48	* nicht zuverlässig. ** Schätzung.
8	Neapel.	„	0·661	8·1	71	50*	0·5	0·787	32°	90	15	24	36	0·048	0·09	0·025	0·15	115	* Schätzung.
9	Mühlbach.	„	2·5*	3·5	116	91*	0·7(?)	1 (?)	27° (?)	90	?	?	?	i s = 1·56	$i_1 s_2$ = 4·4	$i_1 s_1$ = 1·56**	0·27	66	* Nach der Messung von *Morin*, wenn der Schützen ganz aufgezogen ist. ** Wahrscheinlich.
10	Augsburg.	„	2·68	3·62	129	?	0·715	1·045	?	90	15	24	36	?	0·114	0·029	0 438	55	
11	Lörrach.	„	0·907	1·52	18·3	?	0·465	0·655	35	90	24	24	32	0·042	0·090	0·033	0·08* 0·16	55	* Höhe der unteren Abtheilung und ganze Höhe des Rades.
12	Lörrach.	„	0·497	1·62	10·7	?	0·40	0·555	32	90	28	24	32	0·03	0·075	0·03	0·057 0·114	?	
13	Ettlingen bei Karlsruhe.	Cadiat.	0·3*	3	12	6**	0·192	0·248	90	20	12°	. .	12	. . .	0·03	0·015	0 13	240	* Wenn der Schützen ganz aufgezogen ist. ** Schätzung.
14	Sargmine.	„	3·23*	0·8 bis 1·5	64·6	45**	1·5	1·65	90	25	10	. .	30	. . .	0·09	0·07	0·5	20	* Wenn das Gefälle 1·5m beträgt. ** Nach einer Schätzung.

Tabelle II.

Angabe über einige Schott'sche Turbinen.

Nr.	Ort der Aufstellung.	H	Q	R_1	Ω_1	N	E_a	E_n
1	Greenwich . .	9·14	0·614	1·13	0·0492	90	75	59
2	Greenwich . .	3·05	0·614	1·90	0·0824	33	25	18
3	Hawood . . .	9·14	0·222	0·92	0·0116	120	27	20
4	Wales	12·2	0·071	1·00	0·0046	120	11·5	8·0
5	Wales	15·2	0·019	1·06	0·0036	125	3·82	2·5
6	Yorkshire. . .	3·05	0·142	0·875	0·0228	70	5·7	4
7	Yorkshire. . .	4·88	0·188	0·875	0·0194	85	12·3	9
8	Killway . . .	11·28	0·849	1·75	0·0194	60	126	95

Die Werthe von Ω_1 sind nicht ganz zuverlässig, da die äusseren Oeffnungen der Radkanäle, je nach der Stellung der regulirenden Klappe, grösser oder kleiner sind.

Wenden wir nun die erhaltenen Resultate auf diese Turbinen an.

Berechnungen über die Turbine von Mühlbach.

Mit dieser hat bekanntlich *Morin* Versuche angestellt, deren Ergebnisse in den „Experiences sur les roues hydrauliques a axe vertical appellées Turbines par *Arthur Morin*" enthalten sind. Es ist zu bedauern, dass die Dimensionen dieser Maschine nicht vollständig angegeben sind, insbesondere fehlt ein Datum, nämlich die Summe der äussern Querschnitte der Radkanäle. Ich sah mich daher gezwungen, um von den Tabellen über die Versuchungsresultate einen Gebrauch machen zu können, für diese Summe eine Annahme zu machen, wobei die Verhältnisse, welche *Fourneyron* bei andern Rädern beobachtet hat, berücksichtiget wurden. Wenden wir zuerst unsere Gleichungen auf die Versuchsreihe Nr. 34 bis 48. Pag. 36 und 46 des genannten Werkes an, welche sich auf den Fall beziehen, dass der Schützen auf $0{:}15^m$ aufgezogen ist.

Eür $\delta = 0{\cdot}15$ und mit Berücksichtigung der Abmessungen, welche in der Tabelle über die Turbinen enthalten sind, findet man, wenn von $k = k_1$ gesetzt wird, aus 4

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 1{\cdot}800 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos\alpha = 1{\cdot}604$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}354 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega} \sin\beta = 0{\cdot}354$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin\alpha = 0{\cdot}817 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos\beta = 0$$

$$m = 1{\cdot}604 \qquad m^2 + n^2 + 1 = 3{\cdot}787 \qquad \lambda = 0$$

$$n = 0{\cdot}4632 \qquad \sqrt{m^2 + n^2 + 1} = 1{\cdot}946 \qquad \mu = 0$$

Ferner folgt aus den Gleichungen (15) mit Berücksichtigung der so eben gefundenen Resultate:

$$A = 1{\cdot}000,\ B = 1{\cdot}060,\ C = 0\,510,\ D = 0,\ \sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2} = 0{\cdot}653$$

Aus den Gleichungen (15) findet man ferner:

$$\frac{E_a}{\varrho\, Q\, H} = -2\,x + 2{\cdot}12\,\sqrt{x + 0{\cdot}51\,x^2}$$

$$\frac{U}{\sqrt{2\,g\,H}} = 0{\cdot}925\,\sqrt{1 + 0{\cdot}51\,x}$$

und wegen (17):

$$x_0 = 2{\cdot}04$$

Aus den Gleichungen (18) bis (21) ergibt sich endlich:

$$(x)_{max\,r} = 0{\cdot}51$$

$$\left(\frac{E_a}{\varrho\, Q\, H}\right)_{max\,r} = 0{\cdot}68$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2\,g\,H}}\right)_{max\,r} = 1{\cdot}036$$

Um die numerischen Werthe, welchen diese Formeln geben, mit den Messungsresultaten vergleichen zu können, ist es nothwendig, den den beobachteten Umdrehungen entsprechenden Werth von x zu berechnen, und dazu dient folgende Formel

$$x = \left(\frac{v_1}{\sqrt{2\,g\,H}}\right)^2 = \left(\frac{2\,R_1\,\pi\,\mathfrak{N}}{60\,\sqrt{2\,g\,H}}\right)^2 = \left(\frac{0{\cdot}1047\,\mathfrak{N}}{\sqrt{2\,g\,H}}\right)^2$$

in welcher $\mathfrak{N}$ die Anzahl der Umdrehungen bedeutet, welche die Turbine in 1′ machte.

Die nachstehende Tabelle enthält die berechneten und beobachteten Grössen.

Tabelle III.

Nr. des Versuches.	Gefälle H	$\mathfrak{N}$ Umdrehung in 1′.	x nach Formel 15.	$\frac{E_a}{\varrho\, Q\, H}$ nach d. Formel 16.	$\frac{E_a}{\varrho\, Q\, H}$ nach Morin pag. 36.	$\frac{U}{\sqrt{2\,g\,H}}$ nach d. Formel 16.	$\frac{U}{\sqrt{2\,g\,H}}$ nach Morin pag. 46.	*Bemerkungen.*
34	3·164	99·5	1·744	0·359	0·105	1·248	1·022	
36	3·150	90	1·440	0·467	0·305	1·217	0·960	
38	3·110	78·5	1·303	0·514	0·453	1·194	0·957	
40	3·070	69	0·866	0·636	0·591	1·110	0·917	
42	0·035	58·25*	0·618	0·675	0·696	1·061	0·883	* Max. des Effektes nach der Beobachtung.
44	3·085	48	0·418	0·673	0·685	1·027	0·859	
46	3·380	45	0·335	0·665	0·662	1·000	0·872	
48	3·400	38·5	0·239	0·618	0·651	0·979	0·801	

Wenn die Höhe der Schützenöffnung $0{\cdot}2^m$ beträgt, also $\delta = 0{\cdot}2$ ist, geben die allgemeinen Gleichungen folgenden Werth:

$$\frac{\Omega_1 k_4}{\Omega k} \sin \alpha = 0{\cdot}613 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin \beta = 0{\cdot}354 \qquad m = 0{\cdot}259$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha = 1{\cdot}203 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos \beta = 0 \qquad n = 1{\cdot}203$$

$$1 + m^2 + n^2 = 2{\cdot}515, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}585$$

$$A = 1, \quad B = 1{\cdot}124, \quad C = 0{\cdot}51, \quad D = 0, \quad \sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2} = 0{\cdot}592$$

$$\frac{E_n}{\varrho Q H} = -2x + 2{\cdot}248 \sqrt{x + 0{\cdot}51 x^2}$$

$$\frac{U}{\sqrt{2 g H}} = 0{\cdot}8517 \sqrt{1 + 0{\cdot}51 x}$$

$$x_0 = 3{\cdot}900$$

$$(x)_{max\ r} = 0{\cdot}675$$

$$\left(\frac{E_n}{\varrho Q H}\right)_{max\ r} = 0{\cdot}799$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2 g H}}\right)_{max\ r} = 0{\cdot}986$$

Diese Formeln auf die Versuche Nr. 54 bis Nr. 77, *Morin* pag. 36 und 46 angewendet, so erhält man folgende Tabelle:

Tabelle IV.

Nr. des Versuches.	Gefäll H.	Umdrehungen per 1'	x	$\frac{F_n}{\varrho Q H}$ nach d. Formel 16.	$\frac{F_n}{\varrho Q H}$ nach Morin pag. 36.	$\frac{U}{\sqrt{2 g H}}$ nach d. Formel 16.	$\frac{U}{\sqrt{2 g H}}$ nach Morin pag. 46.	*Bemerkungen.*
54	3·170	90·4	1·442	0·669	0·357	1·121	0·809	
57	3·240	80·0	0·854	0·781	0·496	1·020	0·768	
60	3·305	67·6	0·773	0·786	0·632	1·012	0·765	
63	3·335	58·0	0·563	0·786	0·702	0·966	0·742	
66	3·321	44·0	0·325	0·733	0·712	0·919	0·720	
69	3·560	91	1·297	0·702	0·485	1·100	0·805	
72	3·250	72	0·892	0·775	0·670	1·027	0·796	
75	3·343	57·2	0·547	0·785	0·603	0·963	0·702	
77	4·398	49·4	0·402	0·761	0·785	0·934	0·733	

Berechnen wir endlich noch die Versuche Nr. 78 bis 84, *Morin*, bei welchen die Höhe der Schützenöffnung 0·27 betrug. Für diesen Fall findet man

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin \alpha = 0{\cdot}454 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha = 0{\cdot}891 \qquad m = 0{\cdot}100$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin \beta = 0{\cdot}354 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos \beta = 0 \qquad n = 0{\cdot}891$$

$$m^2 + n^2 + 1 = 1{\cdot}804, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}343$$

$$A = 1, \quad B = 1{\cdot}164, \quad C = 0{\cdot}510, \quad D = 0, \quad \sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2} = 0{\cdot}556$$

$$\frac{E_n}{\varrho Q H} = -2x + 2{\cdot}328\sqrt{x + 0{\cdot}51\,x^2}$$

$$\frac{U}{\sqrt{2gH}} = \frac{\sqrt{1 + 0{\cdot}51\,x}}{1{\cdot}3431}$$

$$\left(\frac{E_n}{\varrho Q H}\right)_{\max r} = 0{\cdot}870$$

$$(x)_{\max r} = 0{\cdot}782 \quad v_3 = 0{\cdot}619\sqrt{2gH}$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2gH}}\right)_{\max r} = 0{\cdot}880$$

Vermittelst dieser Formeln und den Versuchsresultaten ist folgende Tabelle gebildet worden.

Tabelle V.

Nr. des Versuches.	Gefälle H.	Anzahl der Umdrehungen per 1′	x	$\frac{E_n}{\varrho Q H}$ nach d. Formel 16.	$\frac{E_n}{\varrho Q H}$ nach Morin pag. 38.	$\frac{U}{\sqrt{2gH}}$ nach d. Formel 16.	$\frac{U}{\sqrt{2gH}}$ nach Morin pag. 47.	*Bemerkungen.*
78	2·29	90·6	2·004	0·676	0·609	1·059	0·782	
79	3·07	87·0	1·377	0·809	0·670	0·970	0·773	
80	3·17	84·6	1·263	0·828	0·721	0·954	0·737	
81	3·18	77·25	1·048	0·856	0·785	0·918	0·757	
82	3·31	69	0·795	0·870	0·760	0·882	0·691	
83	3·47	66·1	0·704	0·869	0·707	0·867	0·730	
84	3·39	61·5	0·624	0·863	0·793	0·854	0·712	

Durch Vergleichung der Resultate, welche die Tabellen III., IV., V. enthalten, wird man finden, dass die berechneten Zahlenwerthe denselben Gang befolgen, wie die Messungsresultate, und es sprechen sich darin folgende Gesetze aus:

1. Das Verhältniss zwischen dem Nutzeffekt des Rades und dem absoluten Effekt der Wasserkraft ist bei einer bestimmten Höhe der Schützenöffnung mit der Geschwindigkeit des Rades veränderlich, und erreicht bei einer gewissen Geschwindigkeit ein Maximum.
2. Die Geschwindigkeit des Rades kann sich ohne merklichen Nachtheil für den Effekt bedeutend von derjenigen entfernen, bei welcher das Rad die grösste Wirkung entwickelt.
3. Unter sonst gleichen Umständen wächst das Verhältniss zwischen dem Nutzeffekt und dem absoluten Effekt mit der Höhe der Schützenöffnung.
4. Das Verhältniss zwischen der Austrittsgeschwindigkeit U und der Geschwindigkeit $\sqrt{2\,g\,H}$ nimmt bei einer bestimmten Höhe der Schützenöffnung zu, wenn die Geschwindigkeit des Rades grösser wird.
5. Bei gleich grossen Geschwindigkeiten des Rades, aber verschiedenen Höhen der Schützenöffnung, nimmt jenes Verhältniss ab, wenn die Höhe der Schützenöffnung zunimmt, oder mit andern Worten: wenn der Schützen mehr aufgezogen wird, strömt das Wasser langsamer aus den Leitkurvenkanälen aus.

Vergleicht man die zusammengehörigen Zahlenwerthe der Beobachtungs- und der Rechnungsresultate, so zeigt sich, dass die letzteren allerdings von den ersteren abweichen. Die Differenzen in dem zusammengehörigen Werthe von $\frac{E_n}{\varrho\,Q\,H}$ sind bei den Geschwindigkeiten, welche von der vortheilhaftesten weit entfernt liegen am grössten; in der Nähe dieser letzteren aber sind die Unterschiede sehr gering, wie aus folgender Zusammenstellung am deutlichsten zu ersehen ist.

Höhe der Schützenöffnung.	Vortheilhafteste Geschwindigkeit.		Maximum des Effektes.	
	Rechnung.	Beobachtung.	Rechnung.	Beobachtung.
0·15m	50	58	0·680	0·696
0·20	56	49	0·799	0·785
0·25	66	61·5	0·872	0·793

Die Differenzen in den Werthen von $\frac{U}{\sqrt{2gH}}$ sind im Allgemeinen grösser, als man bei einer guten Theorie gestatten darf, und es ist nur die Frage, wo die Ursache zu suchen ist? Diese liegt entweder 1) in den Grundsätzen, auf welchen die Theorie beruht, oder 2) in den unzuverlässigen Daten, welche der Rechnung zu Grunde gelegt wurden, oder 3) in der Bestimmung der Wasserquantitäten. Ueber die beiden ersteren Punkte ist hier nichts zu sagen, als dass ich mich bemüht habe, das Beste zu bieten. Was aber den letzten Punkt betrifft, so bin ich der Meinung, dass *Morin* die Wasserquantitäten zu klein bestimmt hat, weil dieselben nach Formeln berechnet wurden, deren praktische Coeffizienten aus Versuchen in ganz kleinem Maassstabe entnommen worden sind. Bei den Versuchen von *Poncelet* und *Lebros* über die Wasserquantitäten, welche bei Ueberfällen abfliessen, wurde ein Ueberfall von 0·2m Breite angewendet, und bei den Versuchen mit der Turbine von *Mühlbach* betrug die Breite des Ueberfalls 5m. Ob nun die praktischen Regeln, die für die ersteren Dimensionen passen, auch auf die 25 mal grössere angewendet werden dürfen, muss erst noch durch neue Versuche in grossem Maassstabe entschieden werden.

Dass die Wasserquantitäten zu klein bestimmt sind, scheint auch durch die in der That zu grosse Uebereinstimmung des berechneten, und durch Beobachtung gefundenen, Verhältnisses $\frac{E_n}{\varrho\,Q\,H}$ bestätiget zu werden, denn wahrscheinlich betragen die Effektver-

luste, welche aus den in der Theorie vernachlässigten Reibungen und Störungen entstehen, 0·10 von dem absoluten Effekt der Wasserkraft, demnach mehr, als die Differenz zwischen den berechneten und beobachteten günstigsten Werthen von $\frac{E_a}{\varrho\, Q\, H}$.

Berechnungen über die Turbine in Siebnen.

Wenden wir nun die Theorie auf die Versuche an, welche ich mit der Turbine in Siebnen in der Schweiz zu dem Behufe angestellt habe, um die Theorie zu prüfen. Die Anzahl der Versuche, welche bei verschiedenen Höhen der Schützenöffnung und bei verschiedener Geschwindigkeit gemacht wurden, ist 91. Die Bestimmungen des Nutzeffektes vermittelst eines gut eingerichteten Freins machten durchaus keine Schwierigkeit. Die Wasserquantitäten wurden mit einem Ueberfall und mit einem Woltmann'schen Flügel ausgemittelt. Letzteres Instrument wurde desshalb mitbenützt, weil die Seitenmauern des Abzugskanals, in welchem der Ueberfall angebracht war, etwas Wasser entweichen liessen, dessen Menge sich nicht zuverlässig schätzen liess. Um die Resultate beider Messungen, die mit möglichster Sorgfalt vorgenommen wurden, in Uebereinstimmung zu bringen, sah ich mich genöthiget, zur Berechnung der Wassermenge nach den Messungen am Ueberfall die Formel

$$Q = 0{\cdot}451\ L\ h\ \sqrt{2\,g\,h}$$

anzuwenden, in welcher L die Breite des Ueberfalls und h die Höhe des Wasserstandes in einiger Entfernung von dem Ueberfall über der horizontalen Kante des letzteren bedeutet.

Bei der von *Morin* zur Berechnung der Wasserquantitäten angewendeten Formel ist der constante Coeffizient 0·41, nach obiger Formel fallen demnach die Wassermengen um 0·1 grösser aus, als nach letzterer.

Wir wollen nun für Schützenöffnungen von 0·1^m, 0·2^m, 0·245^m Höhe und für verschiedene Geschwindigkeiten des Rades die Werthe von $\frac{E_a}{1000\, Q\, H}$ und von Q berechnen, und mit den durch Beobachtung gefundenen Resulten vergleichen. Da bei diesen drei Schützenöffnungen das Wasser nur in die untere Abtheilung des Rades eintritt, so ist in allen drei Fällen $\delta_1 = 0{\cdot}254$, d. h. gleich die Höhe der unteren Abtheilung zu nehmen.

Zur Berechnung der Reihe von Versuchen, welche mit einer Schützenöffnung von 0·1^m Höhe und bei einem constanten Gefälle von 1·20^m angestellt wurden, ist also $\delta = 0{\cdot}1$, $\delta_1 = 0{\cdot}254$, $H = 1{\cdot}20$ zu setzen und dann findet man:

$$\Omega_1 = 0{\cdot}457,\quad \Omega_2 = 1{\cdot}081,\quad \Omega = 0{\cdot}081$$

$$\frac{\Omega_2\, k_1}{\Omega_2} = 0\,423,\quad \frac{\Omega_1\, k_1}{\Omega\, k} = 5{\cdot}644$$

$$n = 0{\cdot}874\quad m = 5{\cdot}221$$

$$1 + m^2 + n^2 = 28{\cdot}02,\quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 5{\cdot}294$$

$$A = 1{\cdot}049,\quad B = 1{\cdot}056,\quad C = 0{\cdot}312,\quad D = -\,0{\cdot}009$$

$$\frac{E}{\varrho\, Q\, H} = -\,2{\cdot}099\ x + 2{\cdot}113\ \sqrt{x + 0{\cdot}312\ x^2}$$

$$Q = 0{\cdot}457 \times 4{\cdot}85\ [-\,0\,00885\ \sqrt{x} + 0{\cdot}188\ \sqrt{1 + 0{\cdot}312\ x}]$$

Zur Berechnung von x aus den beobachteten Umdrehungen der Turbine hat man die Gleichung:

$$x = \frac{\left(\frac{2\,R_1\,\pi\,\mathfrak{N}}{60}\right)^2}{2\,g\,H} = 0{\cdot}000722\,\mathfrak{N}^2$$

Die folgende Tabelle enthält die zusammengehörigen Rechnungs- und Messungs-Resultate.

Tabelle VI.

N beobachtet.	x	$\frac{E_n}{\varrho\,Q\,H}$ nach der Formel.	$\frac{E_n}{\varrho\,Q\,H}$ nach dem Versuch.	Q Kubik-Meter nach der Formel.	Q Kubik-Meter nach dem Versuch.	*Bemerkungen.*
25·9	0·484	0·561	0·316	0·436	0·414	
21·9	0·346	0·628*	0·416	0·429	0·414	* Maximum des Effektes nach der Formel.
18·6	0·249	0·570	0·454	0·425	0·411	
17·5	0·163	0·531	0·464*	0·421	0·414	* Maximum des Effektes nach dem Versuch.
12·5	0·113	0·485	0·431	0·419	0·414	
8·4	0·051	0·364	0·335	0·417	0·418	
6·4	0·029	0·301	0·138	0·416	0·418	

Bei der zweiten Reihe von Versuchen war $\delta = 0{\cdot}200$, $H = 1{\cdot}035^m$, $\delta_1 = 0{\cdot}254$, und für diese Daten erhält man folgende Resultate:

$$\Omega = 0{\cdot}162,\quad \Omega_1 = 0{\cdot}457,\quad \Omega_2 = 1{\cdot}081$$

$$\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\,k} = 2{\cdot}822,\quad \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}423$$

$$n = 0{\cdot}2875,\quad m = 2{\cdot}461$$

$$m^2 + n^2 + 1 = 7{\cdot}129,\quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 2{\cdot}670$$

$$A = 1{\cdot}115,\quad B = 1{\cdot}232,\quad C = 0{\cdot}318,\quad D = -0{\cdot}035$$

$$\frac{E^n}{\varrho\,Q\,H} = -2{\cdot}229\,x + 2{\cdot}463\,\sqrt{x + 0{\cdot}318\,x^2}$$

$$Q = 2{\cdot}062\,[-0{\cdot}0348\,\sqrt{x} + 0{\cdot}3746\,\sqrt{1 + 0{\cdot}318\,x}]$$

$$x = 0{\cdot}000645\,\mathfrak{N}^2$$

Die folgende Tabelle enthält die correspondirenden Rechnungs- und Beobachtungs-Resultate.

Tabelle VII.

$\mathfrak{N}$	x	$\frac{E_u}{\varrho Q H}$ nach der Formel.	$\frac{E_u}{\varrho Q H}$ nach dem Versuch.	Q Kubik-Meter. nach der Formel.	Q Kubik-Meter. nach dem Versuch.	*Bemerkungen.*
35·3	0·803	0·683	0·307	0·806	0·735	
31·6	0·644	0·734	0·512	0·794	0·715	
25·7	0·426	0·763*	0·608	0·777	0·709	* Maximum des Effektes nach der Formel.
21·1	0·287	0·738	0·646*	0·769	0·733	* Maximum des Effektes nach dem Versuch.
15·8	0·161	0·654	0·610	0·763	0·728	
12·3	0·098	0·564	0·562	0·762	0·729	

Bei einer dritten Reihe von Versuchen war:

$$\delta = 0{\cdot}245 \quad \delta_1 = 0{\cdot}254 \quad H = 0{\cdot}960^m$$

für diese Daten findet man:

$$\Omega = 0{\cdot}1984\,, \quad \Omega_1 = 0{\cdot}4572\,, \quad \Omega_2 = 1{\cdot}0808$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 2{\cdot}304\,, \quad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}423\,,$$

$$n = 0{\cdot}1799 \quad m = 1{\cdot}954$$

$$1 + m^2 + n^2 = 4{\cdot}8521 \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 2{\cdot}203$$

$$A = 1{\cdot}1463\,, \quad B = 1{\cdot}2972\,, \quad C = 0{\cdot}3342\,, \quad D = -\,0{\cdot}0512$$

$$\frac{E_u}{\varrho Q H} = -\,2{\cdot}2927\,x + 2{\cdot}594\,\sqrt{x + 0{\cdot}3342\,x^2}$$

$$Q = 1{\cdot}9843\left(-\,0{\cdot}0512\,\sqrt{x} + \sqrt{\frac{1 + 0{\cdot}3342\,x}{4{\cdot}8521}}\right)$$

$$x = 0{\cdot}0007409\,\mathfrak{N}^2$$

Die folgende Tabelle enthält die correspondirenden Resultate der Rechnung und der Beobachtung.

Tabelle VIII.

$\mathfrak{R}$	x	$\frac{E_a}{\varrho Q H}$ nach der Formel.	$\frac{E_a}{\varrho Q H}$ nach der Beobacht.	Q Kubik-Meter nach der Formel.	Q Kubik-Meter nach dem Versuch.	*Bemerkungen.*
33·5	0·831	0·768	0·379	0·927	0·859	
31	0·712	0·803	0·455	0·922	0·868	
29·3	0·636	0·820	0·457	0·915	0·823	
25	0·463	0·835*	0·559	0·901	0·802	* Maximum des Effektes nach der Formel.
22·4	0·372	0·825	0·626	0·896	0·812	
20·6	0·314	0·808	0·640*	0·891	0·813	* Maximum des Effektes nach dem Versuch.
18·6	0·256	0·780	0·639	0·887	0·807	
14·8	0·162	0·700	0·612	0·884	0·799	
12·9	0·123	0·646	0·578	0·884	0·799	
9·8	0·071	0·536	0·497	0·884	0·813	

Durch Vergleichung dieser Tabellen zeigt sich wiederum, wie bei den Versuchen mit der Turbine von *Mühlbach*, dass die Resultate der Rechnung einen übereinstimmenden Gang befolgen mit jenen der Beobachtung.

Die Rechnungsresultate sind etwas zu gross; die Wasserquantitäten stimmen ziemlich gut. Die correspondirenden Werthe der Verhältnisse $\frac{E_a}{1000\,Q\,H}$ zeigen sich in der Tabelle VI. nur sehr klein, in der Tabelle VII. etwas grösser, in der Tabelle VIII. ziemlich grosse Differenzen. Die Ursache hievon ist gewiss in dem Bau des Rades zu suchen. Die Radkurve ist nämlich (wie aus dem Werthe von β erkannt werden kann) an ihrem Anfange sehr stark gekrümmt, und bildet daselbst einen Sack, in welchen das Wasser hineinstösst, weil es bei einer so rapiden Krümmung der Kurve nicht folgen kann. Nun wurden aber bei der Entwicklung der Theorie schwach gekrümmte Radkurven vorausgesetzt, weil bei starken Krümmungen von einer regelmässigen Bewegung des Wassers nicht die Rede sein kann; es ist also klar, dass die Rechnungsresultate hinsichtlich des Effektes günstiger ausfallen mussten, als die Messungsresultate.

Die berechnete vortheilhafteste Geschwindigkeit des Rades ist ebenfalls zu gross und zwar gleich 0·8 von der wirklichen.

Von den andern in der Tabelle I. angegebenen Turbinen besitze ich zwar genaue Zeichnungen, aber keine oder nur sehr unvollständige Versuchsresultate. Umfassendere Vergleichungen der Theorie mit der Wirklichkeit können wir daher nicht anstellen. Wir müssen uns daher begnügen, die Vergleichungen innerhalb der Grenzen zu machen, welche durch die vorliegenden Angaben bestimmt sind.

Berechnen wir für die verschiedenen Turbinen die vortheilhafteste Geschwindigkeit und das entsprechende relative Maximum des Effektes, und vergleichen wir diese Rechnungsresultate, mit den in der Tabelle angegebenen wirklichen Geschwindigkeiten und Nutzeffekten.

Berechnungen über die Turbine in St. Blasien.

Bei der Turbine in St. Blasien ist, wenn der Schützengang ganz aufgezogen angenommen wird:

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 1 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = 1419$$

$$n = 0{\cdot}1169 \quad m = 0{\cdot}9659$$

$$A = 1, \quad B = 1{\cdot}203, \quad C = 0{\cdot}6003$$

$$\left(\frac{E_n}{Q \varrho H}\right)_{max\,r} = 0{\cdot}801$$

$$(x)_{max\,r} = 0{\cdot}777$$

$$(N)_{max\,r} = 2570$$

Die wirkliche Geschwindigkeit der Turbine ist aber 2300 Umdrehungen, demnach 0.81 von der berechneten, und der bedeutende Unterschied in diesen Resultaten ist wohl vorzüglich dem Umstande zuzuschreiben, dass in der Rechnung der Widerstand der ungefähr 250^m langen Röhrenleitung nicht in Anschlag gebracht worden ist. Nach Versuchen, welche vermittelst einer Quecksilbersäule angestellt worden sind, soll jenem Widerstand eine Wassersäule von 8^m Höhe entsprechen. Bringen wir das wirksame Gefäll 100^m statt 108^m in Rechnung, so erhalten wir

$$N = 2470$$

und nun ist die wirkliche Geschwindigkeit 0·9 von der berechneten.

Berechnung über die Turbine in Thüringen.

Mit der Turbine in Thüringen habe ich einige Versuche angestellt, die aber nicht vollständig und auch nicht zuverlässig gemacht werden konnten, weil die Freinrolle zu klein war. Diese wurde nämlich für die Voraussetzung construirt, dass die Versuche an der Turbinenaxe selbst angestellt werden könnten; dies wäre aber nur möglich gewesen, wenn man einen grossen Theil der Maschine demontirt hätte; es blieb daher nichts anders übrig, als die Freinrolle auf der dritten Transmissionswelle zu befestigen, die dreimal weniger Umdrehungen macht, als die Turbinenaxe, und für diese langsam gehende Welle war die Rolle zu klein, indem die Bremsbacken zu fest angezogen werden mussten, was unregelmässig stossende und vibrirende Bewegungen veranlasste. Als die Versuche angestellt wurden, war auch nicht hinreichend Betriebswasser vorhanden, um den Schützen ganz aufziehen zu können. Die grösste Höhe der Schützenöffnung betrug $^2/_3$ von der Höhe des Rades, dabei war die vortheilhafteste Geschwindigkeit des Rades 700 Umdrehungen per 1′ und der Nutzeffekt betrug mit Einschluss der Widerstände, welche die drei Wellen und die vier Räder verursachten, die sich zwischen dem Turbinenrade und der Versuchsrolle befanden, 84 Pferdekraft.

Für $\delta_1 = 0{\cdot}04$, $\delta = \frac{2}{3}\,0{\cdot}04 = 0{\cdot}0266$ und mit Berücksichtigung der constanten Dimensionen dieser Turbine findet man:

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 1{\cdot}5 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin \alpha = 0{\cdot}3892$$

$$\frac{\Omega_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}1419 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha = 0{\cdot}448$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin \beta = 0{\cdot}1419 \qquad m = 0{\cdot}2463$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos \beta = 0 \qquad n = 1{\cdot}488$$

$$1 + m^2 + n^2 = 3{\cdot}1557, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}777$$

$$A = 1, \quad B = 1{\cdot}0668, \quad C = 0{\cdot}6003, \quad D = 0, \quad \sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2} = 0{\cdot}563$$

$$x_{max\,r} = 0\,6465, \quad (\mathfrak{N})_{max\,r} = 783, \quad \left(\frac{E_n}{Q\,\varrho\,H}\right) = 0{\cdot}727$$

$$v_2 = 0\,506\ \sqrt{2\,g\,H}$$

Nach dem Versuch ist aber: $\mathfrak{N} = 700$, $\frac{E_n}{Q\,\varrho\,H} = 0{\cdot}661$, die wirklichen Grössen sind demnach 0·9 von den berechneten. Wenn man den Verlust an Gefäll berücksichtigte, welchen bei dieser Turbine die 150^m lange Zuleitungsröhe verursacht, so würden die Differenzen zwischen den Resultaten der Rechnung und der Beobachtung sehr gering ausfallen.

Macht man die Rechnung für die Voraussetzung, dass der Schützen ganz aufgezogen werden kann, so findet man:

$$(x)_{max\,r} = 0{\cdot}777$$

$$\left(\frac{E_n}{\varrho\,Q\,H}\right)_{max\,r} = 0{\cdot}801$$

$$(\mathfrak{N})_{max\,r} = 897$$

$$(v_2)_{max\,r} = 0{\cdot}579\ \sqrt{2\,g\,H}$$

Dagegen findet man, wenn angenommen wird, der Schützen sei bis zur halben Höhe des Rades aufgezogen

$$(x)_{max\,r} = 0{\cdot}484$$

$$\left(\frac{E_n}{\varrho\,Q\,H}\right)_{max\,r} = 0{\cdot}612$$

$$(\mathfrak{N})_{max\,r} = 709$$

$$(v_2)_{max\,r} = 0{\cdot}458\ \sqrt{2\,g\,H}$$

Berechnung der Turbine Nr. 5, Tabelle I.

Machen wir nun die Berechnungen über die Turbine Nr. 5, Tabelle I. Mit dieser Turbine sind leider keine Versuche angestellt worden, was sehr zu bedauern ist, denn nach den Mittheilungen zu schliessen, welche mir der Eigenthümer dieser Maschine gemacht hat, gehört dieselbe zu den besten, welche *Fourneyron* gebaut hat; und in der That sind bei dieser Turbine die Verhältnisse der Dimensionen vollkommen den Bedingungen entsprechend, welche wir für das absolute Maximum des Effektes aufgefunden haben.

Nehmen wir an, die Höhe der Schützenöffnung sei $= 0{\cdot}29^m =$ der Summe der Höhen der untern und mittleren Abtheilung des Rades, dann haben wir zu setzen:

$$\delta = \delta_1 = 0{\cdot}29^m$$

Da bei dieser Maschine die Contraktion der aus den Leitkurven und Radkurvenkanälen austretenden Wasserstrahlen ziemlich merklich aber gleich gross ist, so dürfen wir $k = k_1 = 0{\cdot}9$ nehmen. Unsere allgemeinen Gleichungen geben dann:

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin \alpha = 0{\cdot}3220 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin \beta = 0{\cdot}3220$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha = 0{\cdot}7377 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos \beta = 0{\cdot}0000$$

$$n = 0{\cdot}0174, \qquad m = 0{\cdot}7377$$

$$1 + m^2 + n^2 = 1{\cdot}5454 \qquad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}892$$

$$A = 1{\cdot}000, \quad B = 1{\cdot}1850, \quad C = 0{\cdot}4787, \quad D = 0$$

$$(x)_{max\,r} = 0{\cdot}779$$

$$v_2 = 0{\cdot}631 \sqrt{2 g H}$$

$$(\mathfrak{N})_{max\,r} = 38{\cdot}2$$

$$\left(\frac{E_n}{\varrho Q H}\right) = 0{\cdot}892$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2 g H}}\right)_{max\,r} = 0{\cdot}7594$$

$$Q = 1{\cdot}930^{mc}$$

Hieraus ersieht man also, dass bei dieser Maschine die Dimensionen sehr genau mit denjenigen übereinstimmen müssen, welche unsere Theorie für das absolute Maximum des Effektes vorschreibt, indem die Turbine, abgesehen von den Nebenverlusten, einen Nutzeffekt verspricht, welcher 0·89 vom absoluten Effekt der Wasserkraft beträgt.

Berechnungen über die Turbine in Ettlingen (Nr. 7, Tabelle I.).

Nehmen wir an, der Schützen sei bis zur Zwischenkrone, mit welcher das Rad versehen ist, aufgezogen: Dann ist zu setzen: $\delta = \delta_1 = 0{\cdot}16^m$ und man erhält:

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 0{\cdot}923 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha = 0{\cdot}7725$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 0{\cdot}48 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin \beta = 0{\cdot}48$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin \alpha = 0{\cdot}5027 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos \beta = 0$$

$$n = 0{\cdot}0227, \quad m = 2{\cdot}7725$$

$$1 + m^2 + n^2 = 1{\cdot}5973, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}2636$$

$$A = 1, \quad B = 1{\cdot}1875, \quad C = 0{\cdot}4224, \quad D = 0$$

$$\sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2} = 0{\cdot}6359$$

$$(x)_{max\,r} = 0{\cdot}6774$$

$$(v_1)_{max\,r} = 0{\cdot}823\ \sqrt{2\,g\,H}$$

$$(v_2)_{max\,r} = 0{\cdot}625\ \sqrt{2\,g\,H}$$

$$(\mathfrak{N})_{max\,r} = 67$$

$$\left(\frac{E}{\varrho\,Q\,H}\right)_{max\,r} = 0{\cdot}861$$

$$\frac{U}{\sqrt{2\,g\,H}} = 0{\cdot}828$$

$$Q = 2{\cdot}367 \text{ Kubik-Meter.}$$

Die wirkliche Geschwindigkeit der Turbine ist Maximum 48 Umdrehungen in 1'.

Wenn der Schützen nur auf $0{\cdot}48^m$ Höhe aufgezogen ist, findet man, wenn $k = k_1 = 1$ gesetzt wird:

$$\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\,k}\sin\alpha = 1{\cdot}0054 \qquad \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_2}\sin\beta = 0{\cdot}48$$

$$\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\,k}\cos\alpha = 1{\cdot}5450, \qquad \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_2}\cos\beta = 0$$

$$n = 0{\cdot}5254, \quad m = 1{\cdot}5450$$

$$1 + m^2 + n^2 = 3{\cdot}663 \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}9139$$

$$A = 1, \quad B = 1{\cdot}0908, \quad C = 0{\cdot}4224, \quad D = 0$$

$$(x)_{max\,r} = 0{\cdot}4820$$

$$(v_1)_{max\,r} = 0{\cdot}6942\ \sqrt{2\,g\,H}$$

$$(v_2)_{mkx\,r} = 0{\cdot}5276\ \sqrt{2\,g\,H}$$

$$(\mathfrak{N})_{max\,r} = 56$$

$$\left(\frac{E_n}{\varrho\,Q\,H}\right)_{max\,r} = 0{\cdot}697$$

$$(U)_{max\,r} = 1{\cdot}058$$

$$Q = U\,\Omega = 1{\cdot}980^{mc}$$

Berechnungen über die grössere Turbine in Lörrach (Tabelle I., Nr. 11).

Unter der Voraussetzung $\delta = \delta_1 = 0{\cdot}16^m$ und $k = k_1 = 0{\cdot}9$, findet man:

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 1{\cdot}0476 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin\alpha = 0\,6008 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin\beta = 0{\cdot}33$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}33 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos\alpha = 0{\cdot}8572 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos\beta = 0$$

$$n = 0{\cdot}2708 \qquad m = 0{\cdot}8572$$

$$1 + m^2 + n^2 = 1{\cdot}8078, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}3445$$

$$A = 1, \quad B = 1{\cdot}1328, \quad C = 0{\cdot}4959, \quad D = 0$$

$$(x)_{max\ r} = 0{\cdot}6736$$

$$(v_1)_{max\ r} = 0{\cdot}821\ \sqrt{2\,g\,H}$$

$$(v_2)_{max\ r} = 0{\cdot}583\ \sqrt{2\,g\,H}$$

$$(\mathfrak{N})_{max\ r} = 65{\cdot}4$$

$$\left(\frac{E}{\varrho\,H\,Q}\right)_{max\ r} = 0{\cdot}80$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2\,g\,H}}\right)_{max\ r} = 0{\cdot}8999$$

$$U = 4{\cdot}922 \quad Q = 0{\cdot}7938^{mc}$$

Nach den Angaben über diese Turbine ist die wirkliche Geschwindigkeit des Rades 55 Umdrehungen in 1 Minute, und die Wassermenge, welche auf das Rad wirkt, 0·907 in 1″. Die berechnete vortheilhafteste Geschwindigkeit ist also etwas grösser als jene, mit welcher sich das Rad wirklich bewegt, und das Rad ist nach der Rechnung für die angegebene Wassermenge etwas zu klein.

Berechnungen über die kleinere Turbine in Lörrach (Tabelle I., Nr. 12).

Nehmen wir an: $\delta = \delta_1 = 0{\cdot}114$, $k = k_1 = 0{\cdot}9$, dann finden wir:

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 1{\cdot}333, \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin\alpha = 0{\cdot}7064 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin\beta = 0{\cdot}36$$

$$\frac{\Omega_2 k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}36, \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos\alpha = 1{\cdot}1308 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos\beta = 0$$

$$n = 0{\cdot}3464, \quad m = 1{\cdot}1308$$

$$1 + m^2 + n^2 = 2{\cdot}3987, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}5487$$

$$A = 1, \quad B = 1{\cdot}0967, \quad C = 0{\cdot}4816, \quad D = 0$$

$$(x)_{max\ r} = 0{\cdot}5516$$

$$(v_1)_{max\ r} = 0{\cdot}7427\sqrt{2\,g\,H}$$

$$(v_2)_{max\ r} = 0{\cdot}535\sqrt{2\,g\,H}$$

$$(\mathfrak{N})_{max\ r} = 72$$

$$\left(\frac{E}{\varrho\,Q\,H}\right)_{max\ r} = 0{\cdot}73$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2\,g\,H}}\right)_{max\ r} = 0{\cdot}9883$$

$$Q = 0{\cdot}4483 \text{ Kubik-Meter.}$$

Die wirkliche Anzahl der Umdrehungen des Rades ist mir nicht bekannt. Die Wassermenge, welche nach der Rechnung auf das Rad wirken kann, wenn der Schützen ganz aufgezogen wird, ist etwas kleiner, als die in den Angaben enthaltene. Der Effekt dieses Rades erscheint minder günstig, als bei den vorhergehenden Maschinen.

Berechnungen über die Turbine von Cadiat (Tabelle I., Nr. 13).

Nehmen wir an, der Schützen sei ganz aufgezogen, dann ist: $\delta = \delta_1 = 0{\cdot}13$. Da der untere Rand des Zuleitungscylinders eine scharfe Kante hat, so müssen wir $k = 0{\cdot}7$ setzen. Für k_1 kann man hier den Werth 0·9 annehmen. Unter diesen Voraussetzungen folgt aus den allgemeinen Resultaten, die für Turbinen jeder Art gelten:

$$\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\,k} = 0{\cdot}1918 \qquad \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\,k}\sin\alpha = 0{\cdot}1918 \qquad \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_2}\sin\beta = 0{\cdot}1539$$

$$\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}45 \qquad \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\,k}\cos\alpha = 0 \qquad \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_2}\cos\beta = 0{\cdot}4228$$

$$m = 0{\cdot}4228, \quad n = 0{\cdot}0479$$

$$1 + m^2 + n^2 = 1{\cdot}18105, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}0867$$

$$A = 0{\cdot}7291, \quad B = 0{\cdot}9, \quad C = 0{\cdot}4917, \quad D = 0{\cdot}27708$$

$$(x)_{max\ r} = 1{\cdot}016$$

$$(v_1)_{max\ r} = 1{\cdot}008\sqrt{2\,g\,H}$$

$$(v_2)_{max\ r} = 0{\cdot}78\sqrt{2\,g\,H}$$

$$(\mathfrak{N})_{max\ r} = 295$$

$$\left(\frac{E_n}{\varrho\,Q\,H}\right)_{max\ r} = 0{\cdot}74$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2\,g\,H}}\right)_{max\,r} = 0{\cdot}2693$$

$$Q = 2\,R_2\,\pi\,\delta\,k\,U = 0{\cdot}227 \text{ Kubik-Meter.}$$

Nach diesen Resultaten wäre der Nutzeffekt der Turbine 6·7 Pferdekraft; allein die Turbine treibt eine Maschine für continuirliches Papier, welche nur eine Kraft von 3 Pferden bedarf, der Schützen ist daher in der Wirklichkeit ungefähr nur bis zur halben Höhe des Rades aufgezogen. Machen wir also auch die Berechnung für den Fall: $\delta = 0{\cdot}13$ $\delta_1 = 0{\cdot}06$. Dann müssen wir aber $k = k_1 = 0{\cdot}7$ setzen, weil am Schützenrade eine starke Contraktion statt findet. Für diese Annahmen findet man:

$$\frac{k_1\,\Omega_1}{\Omega\,k} = 0{\cdot}0688 \qquad \frac{k_1\,\Omega_1}{\Omega\,k}\sin\alpha = 0{\cdot}0688 \qquad \frac{k_1\,\Omega_1}{\Omega_2}\sin\beta = 0{\cdot}0552$$

$$\frac{k_1\,\Omega_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}1615 \qquad \frac{k_1\,\Omega_1}{k\,\Omega}\cos\alpha = 0 \qquad \frac{k_1\,\Omega_1}{\Omega_2}\cos\beta = 0{\cdot}1418$$

$$n = 0{\cdot}0136, \quad m = 0{\cdot}1418$$

$$m^2 + n^2 + 1 = 1\,02018, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}010$$

$$A = 0{\cdot}8948, \quad B = 0{\cdot}9684, \quad C = 0{\cdot}4127, \quad D = 0{\cdot}1075$$

$$(x)_{max\,r} = 0{\cdot}483$$

$$(v_1)_{max\,r} = 0{\cdot}688\,\sqrt{2\,g\,H}$$

$$(v_2)_{max\,r} = 0{\cdot}5325\,\sqrt{2\,g\,H}$$

$$(\mathfrak{N})_{max\,r} = 203$$

$$\left(\frac{E_n}{1000\,Q\,H}\right)_{max\,r} = 0{\cdot}609$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2\,g\,H}}\right)_{max\,r} = 1{\cdot}001$$

$$Q = 0\,0846, \quad E_n = 102 \text{ Kill. Meter.}$$

Da sich bei dieser Höhe der Schützenöffnung nur ungefähr 1·5 Pferdekraft Nutzeffekt ergeben haben, die Maschine aber gewiss 3 Pferdekraft entwickelt, so muss der Schützen doch höher aufgezogen sein, als wir bei dieser Rechnung angenommen haben, was auch durch den Umstand bestätiget wird, dass die Anzahl der Umdrehungen bedeutend kleiner ausgefallen ist, als sie in der Wirklichkeit ist. Wir wollen daher noch die Annahme machen: $\delta_1 = 0{\cdot}09$, $k = k_1 = 0{\cdot}7$, dann findet man:

$$\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\,k} = 0{\cdot}10337 \qquad \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\,k}\sin\alpha = 0{\cdot}10337 \qquad \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_2}\sin\beta = 0{\cdot}08366$$

$$\frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}2423 \qquad \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\,k}\cos\alpha = 0 \qquad \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_1}\cos\beta = 0{\cdot}22739$$

$$n = 0{\cdot}0197, \quad m = 0{\cdot}22739$$

$$1 + m^2 + n^2 = 1{\cdot}05209, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}0257$$

$$A = 0{\cdot}83638, \quad B = 0{\cdot}9536, \quad C = 0{\cdot}4304, \quad D = 0{\cdot}1672$$

$$(x)_{max\,r} = 0{\cdot}588$$

$$(v_1)_{max\,r} = 0{\cdot}766\ \sqrt{2\,g\,H}$$

$$(v_2)_{max\,r} = 0{\cdot}5629\ \sqrt{2\,g\,H}$$

$$(\mathfrak{N})_{max\,r} = 216$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2\,g\,H}}\right)_{max\,r} = 0{\cdot}1259$$

$$(U)_{max\,r} = 0{\cdot}9656$$

$$Q = \Omega\,U\,k = 0{\cdot}1059 \quad \frac{E_n}{\varrho\,Q\,H} = 0{\cdot}655 \quad E_n = 207 \text{ Kill. Meter}$$

oder nahe 3 Pferdekräfte.

Der Effekt und die Geschwindigkeit ist noch etwas zu klein, was aber wahrscheinlich dem Umstande zuzuschreiben ist, dass der Contraktions-Coeffizient k_1 etwas zu klein angenommen wurde.

Aus diesen Rechnungen geht hervor, dass der Turbine von *Cadiat*, bei Construktionsverhältnissen, die von den Bedingungen des absoluten Maximums des Effektes abweichen, eine ganz bestimmte vortheilhafteste Geschwindigkeit entspricht, welche von jener der Turbine von *Fourneyron* nicht viel verschieden ist. Ferner sieht man, dass die Austrittsgeschwindigkeit U des Wassers sehr klein, und mit der Höhe der Schützenöffnung veränderlich ist, denn wir haben gefunden:

$$\text{für } \delta_1 = 0{\cdot}06, \quad 0{\cdot}09, \quad 0{\cdot}13$$

$$\frac{U}{\sqrt{2\,g\,H}} = 0{\cdot}100, \quad 0{\cdot}1259, \quad 0{\cdot}1693$$

Endlich geht aus dieser Rechnung hervor, dass der Nutzeffekt bei kleinen Schützenöffnungen merklich kleiner ausfällt, als bei grossen.

$$\text{Für } \delta_1 = 0{\cdot}06, \quad 0{\cdot}09, \quad 0{\cdot}13 \text{ ist}$$

$$\frac{E_n}{\varrho\,Q\,H} = 0{\cdot}609, \quad 0{\cdot}653, \quad 0{\cdot}740$$

Es ist daher bei dem Bau einer Turbine dieser Art sehr wesentlich, die Höhe des Rades richtig zu bestimmen.

Berechnungen über die Turbine von Cadiat (Tabelle I., Nr. 14.)

Nach den Daten, welche die Publication industrielle par Armangaud Tom. II., pag. 401 enthalten, ist bei dieser Turbine sowohl das Gefäll, als auch die Wassermenge sehr veränderlich. Ersteres variirt von 0·8 bis 1·5^m. Auf pag. 408 ist angegeben, dass

auf die Turbine bei 20 Umdrehungen in 1', und bei einem Gefäll von 1·5', 3·230 Kubik-Meter Wasser wirken; wie gross aber dabei die Höhe der Schützenöffnung ist, ist nicht gesagt; höchst wahrscheinlich ist aber die Höhe des Rades so bestimmt, dass dasselbe bei dem kleinsten der vorkommenden Gefällshöhen noch im Stande ist, einen Effekt von 45 Pferdekraft zu entwickeln. Versuche sind mit der Turbine nicht angestellt worden, und dieser letztere Effekt ist nur als eine Schätzung anzusehen. Unter diesen Umständen wird es am zweckmässigsten sein, über die Maschine zweierlei Berechnungen zu machen; nämlich eine Berechnung für die Annahme, dass bei dem kleinsten Gefälle von 0·8' der Schützen ganz aufgezogen sei, und eine zweite für ein Gefäll von 1·5' und eine Schützenöffnung, deren Höhe 0·6 von der Höhe des Rades beträgt:

Setzen wir also:

$$H = 1{\cdot}5, \quad \delta = \frac{1}{8}, \quad k = k_1 = 0{\cdot}8$$

so erhalten wir:

$$\Omega = 4{\cdot}723, \quad \Omega_1 = 0{\cdot}7, \quad \Omega_2 = 1{\cdot}35$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin \alpha = 0{\cdot}14821 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin \beta = 0{\cdot}1753$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha = 0 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos \beta = 0{\cdot}3759$$

$$n = 0{\cdot}02708, \quad m = 0{\cdot}37594$$

$$1 + m^2 + n^2 = 1{\cdot}14206, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}0685$$

$$A = 0{\cdot}7053, \quad B = 0{\cdot}9217, \quad C = 0{\cdot}2829, \quad D = 0{\cdot}2993$$

$$(x)_{\max r} = 0{\cdot}6907$$

$$(v_1)_{\max r} = 0{\cdot}831 \sqrt{2\,g\,H}$$

$$(v_2)_{mkx\,r} = 0{\cdot}755 \sqrt{2\,g\,H}$$

$$(\mathfrak{N})_{\max r} = 25{\cdot}8$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2\,g\,H}}\right)_{\max r} = 0{\cdot}1878$$

$$U = 1{\cdot}018, \quad Q = k\,\Omega\,U = 3{\cdot}846, \quad \frac{E_n}{\varrho\,Q\,H} = 0{\cdot}704$$

Diese Rechnungsresultate sind gegen die ungefähren Angaben sowohl hinsichtlich $\mathfrak{N}$ als auch hinsichtlich Q etwas zu gross.

Setzen wir nun ferner:

$$\delta = \delta_1 = 0{\cdot}5, \quad H = 0{\cdot}8, \quad k_1 = 1$$

so finden wir:

$$\Omega = 4{\cdot}723, \quad \Omega_1 = 1{\cdot}05, \quad \Omega_2 = 1{\cdot}35$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin \alpha = 0{\cdot}2779 \qquad \frac{\Omega_1 k^1}{\Omega k} \cos \alpha = 0$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin \beta = 0{\cdot}3286 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos \beta = 0{\cdot}6974$$

$$n = 0{\cdot}0507, \qquad m = 0{\cdot}6974$$

$$1 + m^2 + n^2 = 1{\cdot}5121 \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}2297$$

$$A = 0{\cdot}5835, \quad B = 0{\cdot}8008, \quad C = 0{\cdot}4394, \quad D = 0{\cdot}4193$$

$$(x)_{max\,r} = 1{\cdot}600$$

$$(v_1)_{max\,r} = 1{\cdot}265 \sqrt{2\,g\,H}$$

$$v_{2max\,r} = 1{\cdot}149 \sqrt{2\,g\,H}$$

$$(N)_{max\,r} = 28{\cdot}8$$

$$\left(\frac{E_n}{\varrho\,Q\,H}\right) = 0{\cdot}776$$

$$\left(\frac{U}{\sqrt{2\,g\,H}}\right)_{max\,r} = 0\,4423$$

$$U = 1{\cdot}751\,. \quad Q = \Omega\,k\,U = 6{\cdot}61$$

Obgleich nun das Gefäll fast nur halb so gros ist, als im vorhergehenden Falle, so ist doch die Geschwindigkeit grösser, was in dem Umstande begründet ist, dass bei höherer Schützenöffnung der Effekt günstiger und die vortheilhafteste Geschwindigkeit grösser ausfällt. Das Rad ist aber sicher zu hoch gebaut, indem es bei dem kleinsten der vorkommenden Gefälle, wenn der Schützen ganz aufgezogen wird, zweimal so viel Wasser durchlässt, als angegeben worden ist.

Leider fehlen über die berechneten Turbinen ganz zuverlässige und vollständige Daten, welche nothwendig wären, um mit aller Bestimmtheit den Grad der Uebereinstimmung der Rechnung mit der Wirklichkeit angeben zu können. Jedenfalls glaube ich aber sagen zu dürfen, dass die Theorie nicht nur im Allgemeinen mit den beobachteten Erscheinungen in Uebereinstimmung sei, sondern auch, dass die Differenzen zwischen den Rechnungen und den Messungen so klein sind, als man es nur erwarten kann, wenn man berücksichtiget, wie viel kleine Nebenhindernisse und Störungen nicht berücksichtiget wurden.

Da wir uns zur Bestimmung der zweckmässigsten Abmessungen einer zu erbauenden Turbine, nach dem System von *Fourneyron*, und zur Ausmittlung ihrer vortheilhaftesten Geschwindigkeit der Formeln 9 bis 14, S. 46 bedienen müssen, so ist es nothwendig, die Rechnungsresultate, welche diese Formeln geben, mit denjenigen zu vergleichen, welche aus den Messungen gefunden werden.

Die folgende Tabelle enthält die Resultate zu einer Vergleichung zwischen den wirklichen, und den nach der Formel:

$$v_2 = \sqrt{g\,H\,\frac{\sin(\alpha + \beta)}{\sin\beta\,\cos\alpha}}$$

berechneten Werthen von v_2.

Tabelle IX.

Ort der Aufstellung der Turbine.	v_2 wirklich.	v_2 berechnet.	Verhältnisse der beiden Werthe von v_2.	*Bemerkungen.*
Siebnen . . .	1·964	3·119	0·628	
Thüringen . .	17·44	26	0·671	
St. Blasien . .	23·55	32·5	0·724	
Mühlbach . .	4·82	5·86	0·839	
Lörrach . . .	2·68	3·86	0·696	
Langenau . .	5·03	7·31	0·687	
		Mittel	0·717	

Zur Berechnung der Geschwindigkeit, mit welcher sich die wirklich bestehenden Turbinen bewegen, wenn sie den grössten Effekt entwickeln, können wir demnach setzen:

$$v_2 = 0{\cdot}707 \sqrt{g\,H\,\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta\cos\alpha}}$$

wenn $\beta = 90^0$ ist, erhält man aus dieser Formel

$$v_2 = 0{\cdot}707\ \sqrt{gH} = 0{\cdot}5\ \sqrt{2gH}$$

man kann demnach annehmen, dass bei den von *Fourneyron* construirten Turbinen die Geschwindigkeit am innern Umfang des Rades halb so gross ist, als die Geschwindigkeit $\sqrt{2gH}$, welche der Höhe des Gefälls entspricht.

Der bedeutende Unterschied zwischen den in der Tabelle IX. angegebenen wirklichen und berechneten Werthen von v_2 ist nicht einer Ungenauigkeit der Theorie, sondern einer Unvollkommenheit in der Construktion der berechneten Turbinen zuzuschreiben; denn die wirklichen und die nach den strengen allgemeinen Formeln berechneten Geschwindigkeiten stimmen sehr nahe überein, woraus zu schliessen ist, dass jene Unterschiede so gross ausgefallen sind, weil bei diesen Turbinen die Verhältnisse in den Dimensionen von denjenigen etwas verschieden sind, welche für das absolute Maximum des Effektes aufgefunden wurden.

Für die Differenzen, welche sich in der Tabelle IX. zwischen der berechneten und wirklichen Geschwindigkeit v_2 zeigen, gibt es noch einen nicht unwichtigen Erklärungsgrund. Es ist nämlich für die Praxis ganz zweckmässig, wenn sich eine Turbine etwas langsamer bewegt, als sie sich für den vollkommensten Zustand bewegen müsste; denn man muss bedenken, dass eine Turbine bei kleineren Wassermengen jederzeit minder vortheilhaft arbeitet, als bei grossen, es ist daher ganz zweckmässig, die Geschwindigkeit, welche in der Regel nicht viel variiren darf, so zu wählen, dass das Rad bei kleineren Wassermengen hinsichtlich der Geschwindigkeit die beste Wirkung hervorbringt. Diese Geschwindigkeit ist aber kleiner als jene, welche dem absoluten Maximum des Effektes entspricht, weil dieser voraussetzt, dass der Schützen ganz aufgezogen sei, was bei kleinen Wassermengen nicht der Fall ist.

Für die praktische Bestimmung der zweckmässigsten Geschwindigkeit einer bereits bestehenden Turbine bietet unsere Theorie ein Verfahren dar, welches sich durch leichte Anwendbarkeit auszeichnet. Es ist nämlich, wie sogleich bewiesen werden soll, die vor-

theilhafteste Geschwindigkeit einer Turbine halb so gross, als diejenige, mit welcher sie sich bei ganz aufgezogenem Schützen bewegt, wenn sie gar keine Widerstände zu überwinden hat, also ganz leer läuft. Lässt man also eine aufgestellte Turbine bei aufgezogenem Schützen leer laufen, zählt die Anzahl der Umdrehungen, welche sie in diesem Zustande in 1′ macht, und dividirt diese Zahl mit 2, so hat man sehr nahe die vortheilhafteste Geschwindigkeit.

Um die Richtigkeit dieser Regel zu beweisen, dienen uns die früher berechneten Werthe von $(x)_{max\,r}$ und die Werthe von x_0, welche aus der Formel 17, S. 45 hervorgehen. Bezeichnen wir durch $(\mathfrak{N}_0)$ die Anzahl der Umdrehungen der leer laufenden Turbine, so ist:

$$(\mathfrak{N})_{max\,r} : \mathfrak{N}_0 = \sqrt{x_{max\,r}} : \sqrt{x_0}$$

Hieraus folgt:

$$\frac{\mathfrak{N}_0}{(\mathfrak{N})_{max\,r}} = \sqrt{\frac{x_0}{(x)_{max\,r}}}$$

Nachfolgende Tabelle enthält die Werthe von x_0, $(x)_{max\,r}$ und von $\sqrt{\frac{x_0}{x_{max\,r}}} = \frac{\mathfrak{N}_0}{\mathfrak{N}_{max\,r}}$.

Tabelle X.

Nr.	Aufstellungsort der Turbine.	x_0	x_m	$\frac{\mathfrak{N}_0}{(\mathfrak{N})_{max\,r}}$
1	Mühlbach	2·87	0·782	1·94
2	Siebnen	1·78	0·463	2·01
3	St. Blasien	3·26	0·777	2·04
4	Thüringen	2·97	0·647	2·14
5	Augsburg	2·74	0·779	1·88
6	Ettlingen	2·38	0·677	1·87
7	Lörrach	2·59	0·674	1·95
8	Lörrach	2·32	0·552	2·05
9	Ettlingen	3·25	1·016	1·80
10	Sargmine	3·59	1·600	1·50

Mittel aus den 8 ersten Resultaten 1·98

Bei dem Mittel sind die 2 letzteren Resultate nicht aufgenommen worden, weil sich diese auf Turbinen ohne Leitschaufeln beziehen. Da sich nun als mittlerer Werth von $\frac{\mathfrak{N}_0}{(\mathfrak{N})^{max\,r}}$ sehr nahe 2 ergeben hat, so ist hiedurch die angegebene Regel zur praktischen Bestimmung der vortheilhaftesten Geschwindigkeit für Turbinen mit Leitschaufeln begründet.

Nach den beiden letztern Resultaten der Tabelle X. zu schliessen, ist die Geschwindigkeit einer leer laufenden Turbine ohne Leitschaufeln etwas weniger, als das Zweifache der vortheilhaftesten Geschwindigkeit.

Vergleichen wir nun den wirklichen Werth von U mit denjenigen Werthen von U, welche dem absoluten Maximum des Effektes entsprechen, und die durch die Formel 10, S. 46 bestimmt werden.

Bei den von *Fourneyron* erbauten Turbinen ist $\beta = 90°$ und α nahe $= 30°$. Für diese Werthe von α und β gibt die Gleichung (10).

$$U = 0{\cdot}816\sqrt{2gH}$$

Dieser Werth von U scheint mit den wahren Werthen so nahe übereinzustimmen, dass es unnöthig ist, die Formel 10, S. 46 mit einem Correktions-Coeffizienten zu versehen, wir werden sie demnach später in ihrer theoretischen Reinheit anwenden dürfen.

Von vorzüglicher Wichtigkeit für die Praxis ist die Formel 14, S. 46; wir wollen sie daher auf die Turbine der Tabelle I. anwenden. Die nachstehende Tabelle enthält die wirklichen und die vermittelst 14 berechneten Werthe von s_1 bei verschiedenen von jenen Turbinen.

Tabelle XI.

Nr. der Turbine.	Ort der Aufstellung.	Werthe von s_1		*Bemerkungen.*
		wirklich.	berechnet.	
3	Thüringen . . .	0·00508	0·00331	
4	St. Blasien . . .	0·0021	0·00137	
5	Augsburg	0·044	0·0431	
7	Ettlingen	0·072	0·067	
8	Neapel	0·025	0·022	
11	Lörrach	0·033	0·027	
12	Lörrach	0·03	0·019	

Im Allgemeinen sind die wirklichen Werthe von s_1 grösser als die berechneten; bei Nr. 5 stimmen die Resultate sehr nahe überein. Bei Nr. 4 und 12 sind die Differenzen am grössten, bei Nr. 5, 7, 8 am kleinsten. Nun gehören aber die Turbinen 4 und 12 zu den ältern, dagegen 5, 7, 8 zu den neueren Turbinen, welche *Fourneyron* erbaut hat; die letzteren stimmen daher hinsichtlich der Werthe von s_1 besser mit unserer Theorie überein, als erstere, und es geht hieraus hervor, dass *Fourneyron* auf empirischem Wege verfahrend allmählig zu Verhältnissen geführt worden ist, wie sie unsere Theorie für den vortheilhaftesten Effekt verlangt.

In der Wahl des Winkels γ ist *Fourneyron* gewöhnlich ziemlich weit von der theoretischen Regel abgewichen. Mindestens ist dieser Winkel 24°, bei der Turbine Nr. 12 sogar 28°, wodurch der Nutzeffekt dieser Turbine ungefähr um 20 % geschwächt wird. Wahrscheinlich war bei dieser Turbine der Winkel γ ursprünglich kleiner, und wurde erst später so gross gemacht, als sich vielleicht, um mehr Wasser auf die Turbine wirken lassen zu können, die Nothwendigkeit zeigte, die äussere Weite der Radkanäle grösser zu machen. Ähnliche Veränderungen scheint *Fourneyron* öfter vorgenommen zu haben, um passendere Querschnitte für die äusseren Ausflussöffnungen zu erhalten, und

dies bestätigt die Richtigkeit des schon mehrmals ausgesprochenen Grundsatzes, dass bei einer Turbine die Querschnitte der Kanäle in einem ganz bestimmten Verhältnisse zu einander stehen müssen.

Diese Vergleichungen der aufgestellten Bedingungen des absoluten Maximums des Effektes mit den Construktionsverhältnissen der von *Fourneyron* erbauten Turbinen, und mit den wirklichen Geschwindigkeiten derselben, lassen keinen Zweifel übrig, dass diese Bedingungsgleichungen eine richtige Grundlage für die Bestimmung der wesentlichsten Construktionsverhältnisse der Turbine bilden, wir werden uns daher derselben in der Folge bei der Aufstellung der Regeln für die praktische Construktion der Räder mit Sicherheit bedienen dürfen.

Bestimmung der wesentlichsten Abmessungen einer zu erbauenden Turbine.

A. Turbine mit Leitkurven.

Die Bedingungen des absoluten Maximums des Effektes, welche bei der Aufstellung von Regeln für die Bestimmung der wesentlichen Abmessungen von Turbinen sorgfältig berücksichtiget werden müssen, lassen sehr viele Grössenverhältnisse ganz unbestimmt, woraus man berechtigt ist zu schliessen, dass diese nach der nun geprüften Theorie der willkürlichen Grössen keinen wesentlichen Einfluss auf den Effekt haben können. Berücksichtiget man aber die Voraussetzungen, welche vor der Entwickelung der Theorie gemacht wurden, so wie auch die Abmessungen von den bereits bestehenden Turbinen, so ergeben sich für die Bestimmung aller Dimensionen ganz zuverlässige Regeln.

Die wesentlichsten Grössen, welche bei der Construktion einer Turbine bekannt sein müssen, sind:

a) Der innere Halbmesser des Rades.
b) Das Verhältniss zwischen dem inneren und äusseren Halbmesser des Rades.
c) Die Winkel $\alpha\ \beta\ \gamma$, welche sich nach den Winkeln richten, unter welchen die Radkurven und Leitkurven die Radumfänge durchschneiden.
d) Die Anzahl der Radkurven und die Anzahl der Leitkurven.
e) Die äussere Weite der Radkanäle.
f) Die Höhe des Rades.
g) Die Krümmungen der Radkurven und der Leitkurven.
h) Die vortheilhafteste Geschwindigkeit des Rades.

Wir müssen uns nun mit der Aufstellung von naturgemässen Regeln für die Bestimmung dieser Grössen beschäftigen.

Bestimmung des inneren Halbmessers des Rades.

Nach dem innern Halbmesser des Rades richtet sich der Querschnitt des Cylinders, durch welchen das Wasser zu den Leitschaufeln niederströmt. Wenn der Querschnitt dieses Cylinders zu klein gemacht wird, muss das Wasser mit grosser Geschwindigkeit gegen den Teller, an dessen Umfang die Leitkurven angebracht sind, niederströmen, und dann horizontal gegen die Leitkurven hingelenkt werden. Hiedurch entstehen aber sehr leicht sehr nachtheilige Störungen in der Bewegung des Wassers. Würde der

Querschnitt jenes Cylinders sogar kleiner gemacht, als die Summe Ω der Austrittsöffnungen aus dem Leitkurvenapparat, so würde das Wasser nicht einmal als eine ungetheilte Masse niederfliessen, sondern in einzelnen getrennten Partheien niederstürzen und durch den Stoss gegen die Tellerfläche den grössten Theil seiner Wirkungsfähigkeit verlieren. Hieraus geht hervor, dass nur dann ein regelmässiges Niederfliessen des Wassers zu den Leitkurvenkanälen eintreten kann, wenn der Halbmesser des Rades nicht zu klein gemacht wird im Verhältniss zu der Wassermenge, welche auf die Turbine wirken soll. Es ist aber auch leicht einzusehen, dass man zu ganz unpassenden Verhältnissen der Maschine geführt würde, wenn man den innern Helbmesser des Rades gar zu gross machte. Das Rad würde nämlich in diesem Falle sehr niedrig werden, und die Anzahl der Leitkurven und Radkurven sehr gross. Aus diesen Erwägungen geht also hervor, dass der innere Halbmesser des Rades eine der Wassermenge angemessene Grösse erhalten muss.

Berücksichtigt man nur allein die Bewegung des Wassers bis zu seinem Eintritt in die Leitkurvenkanäle, so scheint es eine naturgemässe Annahme zu sein, den inneren Horizontalquerschnitt $R_2^2 \pi$ des Rades der Wassermenge Q proportional zu machen, in welchem Falle das Wasser bei allen Turbinen mit constanter Geschwindigkeit niederströmen würde.

Berücksichtigt man nur allein die Construktionsverhältnisse des Leitkurvenapparates, so könnte man, wie *Fourneyron* in seiner ersten Abhandlung über die Turbine gethan hat, den Grundsatz aufstellen, dass zwischen den Querschnitten $R^2 \pi$ und Ω ein bestimmtes constantes Verhältniss beobachtet werden müsste.

Versucht man diese Grundsätze bei sehr verschiedenen Gefällen in Anwendung zu bringen, so überzeugt man sich leicht, dass keiner von beiden zu einer allgemein anwendbaren Regel führt, dass jedoch der erstere dem letzteren weit vorzuziehen ist, indem dieser bei höheren Gefällen zu ganz unbrauchbaren Dimensionen für das Rad führt; und in der That, *Fourneyron* musste bei der Turbine von St. Blasien seinen vor dem Bau dieser Maschine aufgestellten Grundsatz verlassen, weil er durch denselben zu einem Rade von der Grösse einer Tabattiere geführt worden wäre. Dass aber der erstere höchst einfache Grundsatz, nach welchem $\frac{Q}{R_2^2 \pi}$ einen constanten Werth erhält, mit den wirklichen Abmessungen von Turbinen in Uebereinstimmung ist, wird durch folgende Tabelle bewiesen.

Nr.	Ort der Aufstellung der Turbine.	$\frac{Q}{R_2^2 \pi}$
4.	St. Blasien	0·88
3.	Thüringen	1·40
9.	Mühlbach	0·77
6.	St. Maur	1·40
7.	Ettlingen	1·32
8.	Neapel	1·18
5.	Augsburg	0·92
11.	Lörrach	1·01
	Mittel	1·11

Die Differenzen in den Werthen von $\frac{Q}{R^2 \pi}$ sind hier gewiss von der Art, dass man sie theils den unzuverlässigen Angaben über die Wassermenge, theils dem Mangel einer festen Regel, die bei der Bestimmung von R_2 hätten leiten sollen, zuschreiben kann.

Bedienen wir uns des mittlern Werthes der Tabelle, so erhalten wir:

$$\frac{Q}{R_1^2 \pi} = 1{\cdot}11$$

und hieraus folgt:

$$R_1 = 0{\cdot}538 \sqrt{Q} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Diese Regel empfiehlt sich insbesondere durch den Umstand, dass die Construktionsverhältnisse der Turbine, so wie auch die Grösse des Gefälles gar nicht bekannt sein müssen, um den inneren Halbmesser der Turbine zu bestimmen. Nach dieser Regel erhalten demnach alle Turbinen, die für gleich grosse Wasserquantitäten zu construiren sind, gleich grosse innere Halbmesser.

Man könnte, um für das Rad passende Verhältnisse zu erhalten, von dem Grundsatz ausgehen, dass $\frac{R_1}{\delta}$ und $\frac{\delta}{s}$ constante Verhältnisse sein sollten, wodurch man zur Bestimmung von R_1 zu folgender Formel geführt wird:

$$R_1 = 0{\cdot}72 \sqrt{\frac{Q}{U \sin \alpha}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

in welcher der Coeffizient 0·72 empirisch bestimmt worden ist. Diese Formel gibt aber für hohe Gefälle zu kleine Dimensionen, wenn man nicht den Winkel α sehr klein annimmt, was nach den folgenden Erläuterungen nicht geschehen soll. Da aber überhaupt die Turbine von *Fourneyron* für ganz grosse Gefälle nicht passend ist, sondern nur für mittlere und kleinere Gefälle, für welche U und α nicht viel veränderlich sind, so kann man für die Praxis $\sqrt{U \sin \alpha}$ nahe als eine constante Grösse ansehen, und dann stimmt die letzte Formel mit (1) überein, woraus hervorgeht, dass durch die Regel (1), sowohl für eine gute Zuleitung des Wassers, als auch für passende Construktions-Verhältnisse des Zuleitungsapparates gesorgt ist.

Ueber die Wahl der Winkel α und β.

Es ist schon früher erläutert worden, dass diese Winkel innerhalb gewisser Grenzen willkürlich gewählt werden können. Diese Grenzen, welche nach der Theorie sehr weit von einander entfernt liegen, rücken hinsichtlich α sehr nahe an einander, wenn man kleine, aber nicht unwesentliche Nebenrücksichten beachtet. Wird nämlich α sehr klein angenommen, so entstehen daraus zwei wesentliche Nachtheile. 1) Wird dadurch der schädliche Raum verhältnissmässig sehr gross, 2) werden dann die Leitkurvenkanäle sehr eng im Vergleich mit der Dicke der Leitkurven. Nimmt man α ziemlich gross, z. B. 45° an, so werden die Leitkurvenkanäle nach aussen zu divergirend, wodurch wiederum die schädlichen Räume gross ausfallen, und die Höhe des Rades wird so niedrig, dass man gezwungen wäre, sehr viele Leitkurven anzuwenden, um für die Querschnittsdimension der Kanäle zweckmässige Abmessungen zu erhalten. Versucht man für verschiedene Annahmen die Construktion zu verzeichnen, so überzeugt man sich bald, dass nur dann gute Verhältnisse zu Stande kommen, wenn der Winkel, unter welchem eine Leitkurve den inneren Umfang des Schützens schneidet, nahe 25° beträgt, in welchem Falle die mittlere Richtung, nach welcher das Wasser aus den Leitkurven austritt, ungefähr einen Winkel $\alpha = 30°$ mit dem innern Umfang des Rades bildet. Zu dieser Regel ist auch *Fourneyron* allmählig geführt worden, wie seine in neuerer Zeit erbauten Turbinen beweisen.

Der Winkel β ist $= 90°$ zu nehmen, wenn man sich an die Regel halten will, welche *Fourneyron* bei allen seinen Turbinen bis jetzt beobachtet hat. Ich bin jedoch

der Ansicht, dass es zweckmässiger ist, β kleiner als 90°, und z. B. nur 60° zu nehmen, weil man in diesem Falle, mit einer mässig breiten Radkrone, Radkurven von schwacher Krümmung erhält.

Das Verhältniss $\frac{R_1}{R_2}$

richtet sich theils nach dem Winkel β, theils nach dem inneren Halbmesser R_2. Da die Radkurven den äusseren Umfang des Rades unter einem kleinen Winkel schneiden, so bestimmt β ungefähr den Winkel, um welchen die Wassertheilchen während ihres Durchganges durch das Rad in der Richtung ihrer Bewegung abgelenkt werden. Ist β klein, so ist die Ablenkung unbedeutend, ist β gross, so ist es auch die Ablenkung. Da aber, um alle Unregelmässigkeiten in der Bewegung des Wassers zu vermeiden, die Ablenkung nur allmählig geschehen darf, so wird eine um so längere Radkurve nothwendig sein, je grösser β ist, und da sich überdies die Radkurven um so mehr von dem inneren Umfang des Rades entfernen, je grösser β wird, so ist klar, dass die Breite $R_1 - R_2$ der Radkrone und mithin auch das Verhältniss $\frac{R_1}{R_2}$ mit β gleichzeitig wachsend angenommen werden muss.

Es ist ferner auch leicht einzusehen, dass das Verhältniss $\frac{R_1}{R_2}$ bei einem grossen Rade kleiner angenommen werden darf, als bei einem kleinen Rade, weil es sich überhaupt nur darum handelt, die Krümmung der Radkurve nicht zu stark zu machen. Da sich aus der Natur der Sache wohl kaum ein strenger, scharf ausgesprochener Grundsatz für die Bestimmung von $\frac{R_1}{R_2}$ angeben lässt, so ist es am zweckmässigsten, eine empirische Regel anzugeben, welche mit den Dimensionen von ausgeführten Turbinen möglichst nahe übereinstimmt, was bei folgender Formel ziemlich nahe der Fall ist:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + 0{\cdot}0045 \frac{\beta}{\sqrt[3]{R_2}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

wobei β in Graden und R_2 in Metres auszudrücken ist. Diese Formel gibt zwar für $\beta = 90°$ und für kleine Werthe von R_2 einen zu grossen Werth für $\frac{R_1}{R_2}$, allein da es überhaupt nicht zweckmässig ist, kleine Turbinen mit Leitschaufeln zu bauen, so genügt die Formel (3) für die praktisch zweckmässigen Fälle.

Für $\beta = 90°$ wird:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0{\cdot}405}{\sqrt[3]{R_2}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Für $\beta = 60°$ wird

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0{\cdot}27}{\sqrt[3]{R_2}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

Bei den von *Fourneyron* construirten Turbinen ist gewöhnlich $\frac{R_1}{R_2} = 1{\cdot}38$ bis $1{\cdot}5$

Anzahl der Leitkurven.

Je mehr Leitkurven vorhanden sind, desto sicherer wird das Wasser durch die Kanäle geleitet, desto öfter wiederholt sich aber auch die Störung, welche die Kanten jeder Kurve in der Bewegung des Wassers verursachen, woraus hervorgeht, dass die Anzahl der Leitkurven innerhalb gewisser Grenzen gehalten werden muss. Die Leitungsfähigkeit eines Leitkurvenkanales richtet sich theils nach dem Verhältniss $\frac{\delta_1}{s}$ zwischen der grössten Höhe der Schützenöffnung und der äusseren Weite der Kanäle, theils nach der absoluten Grösse von s. Je grösser das Verhältniss $\frac{\delta_1}{s}$ und je kleiner gleichzeitig der absolute Werth von s ist, desto sicherer vermag ein Kanal das Wasser zu leiten. Wenn s einen gewissen Werth überschreitet, so kann der Kanal das Wasser nicht mehr leiten, wie auch das Verhältniss $\frac{\delta_1}{s}$ sein mag; das Wasser folgt dann nur den concaven Seiten der Leitkurven, und verlässt die convexen Seiten, füllt also den Kanal nicht mehr ganz aus, und der mittlere Winkel α, nach welchem das Wasser austritt, fällt grösser aus, als in dem Falle, wenn die Kanäle ganz gefüllt durchströmt werden. Unter solchen Umständen müssen nothwendig sehr nachtheilige Unregelmässigkeiten in der Zuleitung des Wassers entstehen, die bei einer guten Construktion der Maschine nicht zulässig sind.

Damit nun der Werth von s nie zu gross ausfällt, muss nothwendig das Verhältniss $\frac{\delta_1}{s}$ für grosse Räder grösser genommen werden, als für kleine; und dies ist um so viel mehr richtig, als bei grossen Rädern meistens eine oder mehrere Zwischenkronen angebracht werden, und man also dafür sorgen muss, dass das Verhältniss zwischen den kleinern Höhen der Schützenöffnungen und der Weite s der Zuleitungskanäle nicht zu klein ausfällt.

Diese Ansicht wird zwar durch die Dimensionen der Turbinen Tabelle I. nicht bestätiget, aber auch nicht widerlegt, weil sich bei diesen Rädern hinsichtlich des Verhältnisses $\frac{\delta_1}{s}$ keine bestimmte Regel ausspricht. Es scheint, *Fourneyron* hat es sich zur Regel gemacht, 24 bis 30 Leitkurven und 30 bis 36 Radkuren zu nehmen, und in jedem einzelnen Falle nach dem praktischen Gefühle die passende Zahl innerhalb dieser Grenzen auszuwählen. Bei der Mehrzahl seiner Turbinen liegt das Verhältniss $\frac{\delta_1}{s}$ zwischen 3 und 4·5. Mit Berücksichtigung der oben entwickelten Grundsätze und der Dimensionen der Turbinen Tabelle I. ist folgende empirische Formel entstanden:

$$\frac{d_1}{s} = 2\,(1 + R_1) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

Es liesse sich nun allerdings berechnen, wie gross die Anzahl der Leitkurven genommen werden müsste, damit die Verhältnisse der Querschnitts-Dimensionen der Kanäle mit (6) genau übereinstimmen, allein die Formel fällt so complizirt aus, dass es zweckmässiger ist, zu diesem Endzwecke ein empirisches Verfahren zu befolgen, welches darin bestehen kann, dass man vorläufig 24 bis 30 Radkurven annimmt, den Leitkurvenapparat vollständig verzeichnet, und dann nachsieht, ob das Verhältniss $\frac{\delta_1}{s}$ mit jenem übereinstimmt, welches die Formel (6) angibt. Zeigt sich keine solche

Uebereinstimmung, so ist es dann eine leichte Sache, die Anzahl der Schaufeln so weit zu vermehren oder zu vermindern, dass der Regel (66) Genüge geleistet wird; eine scharfe Uebereinstimmung ist übrigens durchaus nicht nothwendig, und man darf sich schon erlauben, um eine für die Theilung bequeme Zahl zu erhalten, einige Schaufeln mehr oder weniger zu machen.

Anzahl der Radkurven.

Was von der Leitungsfähigkeit der Leitkurvenkanäle im Allgemeinen gesagt worden ist, gilt auch von den Kanälen des Rades. Da wir bei der Construktion des Rades den allgemeinen Fall im Auge haben, dass der Winkel β innerhalb gewisser Grenzen beliebig angenommen werden kann, so müssen wir bei der Aufstellung einer Regel für die Bestimmung der Anzahl der Radkurven den Einfluss von β berücksichtigen. Da sich die innere Weite s_1 der Radkanäle mit β in gleichem Sinne ändert, und unter sonst gleichen Umständen der Werth von $\frac{\delta_1}{s_1}$ zunimmt, wenn β abnimmt, und umgekehrt, so ist klar, dass die Anzahl der Radkurven, welche erforderlich ist, um passende Verhältnisse für die Querschnittsdimensionen der Kanäle zu erhalten, für kleinere Werthe von β ebenfalls kleiner sein kann, als für grössere Werthe dieses Winkels. Um sowohl den Einfluss von β, als auch den Grundsatz zu berücksichtigen, dass bei grösseren Rädern, unter sonst gleichen Umständen, etwas mehr Radkurven genommen werden sollen, als bei kleinen, scheint es zweckmässig zu sein, den Werth von i_1 durch folgende empirische Formel zu bestimmen:

$$i_1 = 1{\cdot}2\, i \sin \beta \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

Krümmung der Leitkurven.

Die Krümmung der Leitkurven muss so gewählt werden, dass die Kanäle nach aussen zu eine schwache Convergenz erhalten. In der Regel erreicht man dies, wenn man die Leitkurven nach dem Bogen eines Kreises krümmt, dessen Halbmesser ungefähr gleich $\frac{1}{2}\, R_2$ ist. Bei grossen Turbinen, bei welchen die Kanäle immer günstiger ausfallen, als bei kleinen, kann man auch mit Vortheil statt eines Kreisbogens eine stätige Linie wählen, deren Krümmung von innen nach aussen zu allmählig abnimmt; bei kleinen Turbinen geht dies aber aus dem Grunde nicht an, weil bei diesen die äusserste Krümmung der Leitkurven schon so stark ist, dass sie nicht noch mehr verstärkt werden darf.

Krümmung der Radkurven.

Die krumme Linie, welche *Fourneyron* in seiner Abhandlung über die Turbinen für die Construktion der Radkurven angibt, steht mit der Natur des Gegenstandes in gar keinem Zusammenhange, sondern ist überhaupt eine gewisse stätige krumme Linie, welche den äusseren und inneren Umfang des Rades unter gewissen Winkeln schneidet. Es mag sein, dass *Fourneyron* bei einer oder bei mehreren seiner ersteren Turbinen die Radkurven nach dieser Linie gekrümmt hat; gewiss ist es aber, dass er bei allen später erbauten Maschinen die Radkurven aus zwei oder drei Kreisbögen zusammengesetzt hat. Die krumme Linie, welche Professor *Weisbach* vorgeschlagen hat, ist schon aus dem Grunde unbrauchbar, weil bei derselben am Anfange sehr starke Krümmungen vorkommen, denen das Wasser nicht folgen würde. Uebrigens beruht auch die Theorie

dieser Kurve auf Voraussetzungen, welche bei guter Construktion von Turbinen nicht zulässig sind. Die Gleichungen, welche Herr Professor *Weisbach* für die Construktion der Radkurve angibt, sind sehr complizirt. Bezeichnet man durch ϱ den Krümmungshalbmesser dieser Kurve, welcher einem Punkt entspricht, der sich in einer Entfernung x von der Axe des Rades befindet; so findet man:

$$\varrho = x^3 \frac{\sqrt{x^4 - R_2^4 \sin^2 \beta}}{x^4 + R_2^4 \sin^2 \beta}$$

und für den Fall, wenn $\beta = 90$ ist:

$$\varrho = x^3 \frac{\sqrt{x^4 - r^4}}{x^4 + r^4}$$

Vermittelst dieses Ausdruckes, den ich bereits im Jahr 1836 aufgefunden habe, lässt sich jene Kurve sehr leicht genau aus Kreisbögen zusammensetzen; da wir sie aber überhaupt verwerfen, so haben diese Formeln keinen praktischen Werth.

In den aufgestellten theoretischen Formeln ist keine Spur von einer bestimmten Gestalt der Leit- und Radkurven vorhanden, und kann auch keine vorhanden sein, weil wir eine regelmässige Bewegung des Wassers vorausgesetzt haben, in welchem Fall die Geschwindigkeitsänderungen von der Gestalt der Kurven nicht abhängen. Allein wir dürfen daraus nicht schliessen, dass die Gestalt der Kurven ganz gleichgültig wäre, sondern wir müssen den Grundsatz aufstellen, dass die besten Kurven diejenigen sind, bei welchen die Störungen in der Bewegung der Wassertheilchen möglichst klein ausfallen. Leider ist es heut zu Tage nicht möglich, darauf eine exakte analytische Theorie zu gründen, weil man die Bewegung der einzelnen Wassertheilchen und ihre Wechselwirkungen durch Rechnung nicht verfolgen kann, es bleibt daher nichts anderes übrig, als sich mit dem Gefühl zu helfen, und ein empirisches Verfahren einzuschlagen.

Die folgende Regel empfiehlt sich durch Einfachheit und scheint der Natur der Sache angemessen zu sein.

Ist der Winkel β kleiner als 90° und z. B. 60°, so kann man für die ganze Radkure einen einzigen Kreisbogen annehmen, dessen Halbmesser so gewählt werden muss, dass der äussere Umfang des Rades durch die Radkurve unter einem sehr kleinen Winkel geschnitten wird. Ist der Winkel = 90°, so setze man die Radkurve aus zwei Kreisbögen zusammen, von denen der äussere mit einem zweimal so grossen Halbmesser zu beschreiben ist, als der innere. Die Entfernung des Punktes, in welchem die Kreisbögen tangirend zusammentreffen, von dem Mittelpunkt des Rades ist 1·3 R_2 zu nehmen.

Aeussere Weite der Radkanäle.

Diese wichtige Dimension wird vermittelst der Gleichung 14, Seite 46 berechnet, und lässt sich auf folgende Art sehr genau in die Zeichnung des Rades auftragen. Man verzeichnet zuerst zwei unmittelbar aufeinander folgende Radkurven (Tafel 12) und setzt eine derselben bis zum Durchschnitt mit der andern fort. Hierauf zieht man in einem Abstande u v = s_1 zu r q n einen concentrischen Kreisbogen, welcher die nächstfolgende durch w gehende Radkurve in w durchschneidet. Dieser Punkt w ist der Endpunkt der Radkurve. Macht man hierauf alle Radkurven eben so lang, so erhalten alle Kanäle aussen die verlangte Weite s_1.

Höhe des Rades.

Durch sämmtliche Regeln, welche bis hierher aufgestellt worden sind, wird der Horizontaldurchschnitt des Rades bestimmt, ist dieser verzeichnet, so kennt man alle Horizontal-Abmessungen des Rades. Um nun die Höhe des Rades zu bestimmen, muss das grösste Wasserquantum Q bekannt sein, welches man bei ganz aufgezogenem Schützen auf das Rad wirken lassen will; dann erhält man zur Bestimmung der Höhe δ_1 des Rades oder der höchsten Schützenöffnung folgende Gleichung:

$$\delta_1 = \frac{Q}{t\ s\ k\ U} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

s und i erhält man aus der Zeichnung, k muss nach der Form des Leitkurvenkanals passend gewählt werden (in der Regel darf k = 0·9 bis 1·0 gesetzt werden), und zur Bestimmung von U dient die Gleichung 10, Seite 46.

Ist die Wassermenge veränderlich, aber im Allgemeinen bedeutend, so muss man das Rad mit einer oder mit zwei Zwischenkronen versehen, deren Entfernung nun wiederum, nach den verschiedenen Wasserquantitäten, die auf das Rad wirken sollen, bestimmt werden muss. Nennt man: $\Delta\ \Delta_1\ \Delta_2\ \ldots$ die Entfernungen der einzelnen Kronen von der untern Hauptkrone; und $q\ q_1\ q_2\ \ldots$. die Wasserquantitäten, die auf das Rad wirken sollen, wenn die Höhe der Schützenöffnung $\Delta\ \Delta_1\ \Delta_2\ \ldots$ ist, so hat man:

$$\frac{Q}{\delta_1} = \frac{q_1}{\Delta} = \frac{q_1}{\Delta_1} = \frac{q_2}{\Delta_2}$$

demnach:

$$\Delta = \delta_1 \frac{q}{Q} \qquad \Delta_1 = \delta_1 \frac{q_1}{Q} \qquad \Delta_2 = \delta_1 \frac{q_2}{Q}$$

Da die Herstellung einer Zwischenkrone sehr viele Arbeit und Kosten verursacht, so wird man deren nie mehr als zwei anbringen, in welchem Falle also das Rad drei übereinander liegende Kanalsysteme erhält. Auch wird man nur in dem Falle zwei Zwischenkronen wählen, wenn sehr veränderliche und bedeutend grosse Wasserquantitäten zu verschiedener Zeit auf das Rad wirken sollen, oder wenn einige Wahrscheinlichkeit vorhanden ist, dass man in Folge der Zeit eine bedeutend grössere Betriebskraft nothwendig haben werde, als zur Zeit der Aufstellung der Maschine.

Vortheilhafteste Geschwindigkeit des Rades.

Für die Anlage der Transmission ist es nothwendig, die Geschwindigkeit zu kennen, mit welcher sich die Turbine in ihrem Beharrungszustand der Bewegung bewegen muss, um einen guten Effekt zu entwickeln. Hierzu dienen die Gleichungen Seite 68. Hat man vermittelst der einen oder der andern v_2 berechnet, so erhält man die entsprechende Anzahl Umdrehungen des Rades durch folgende Formel:

$$\mathfrak{N} = 9\,548 \frac{v_2}{R_2} = 9{\cdot}548 \frac{v_1}{R_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Hiermit sind also die wichtigsten Elemente für die Construktion einer Turbine nach dem System von *Fourneyron* bekannt.

B. Turbinen ohne Leitkurven.

Der innere Halbmesser des Rades.

Was früher über die Bestimmung des innern Halbmessers einer Turbine nach *Fourneyron* im Allgemeinen gesagt worden ist, findet auch hier seine Anwendung; wir können daher die dort aufgestellte Gleichung 2, Seite 73 benutzen, um für die Turbine ohne Leitschaufeln einen zweckmässigen innern Halbmesser ausfindig zu machen.

Bezeichnen wir für einen Augenblick durch $(R_2)_f$ und $(R_2)_c$ die inneren Halbmesser, welche nach der Formel (2) zwei Turbinen für gleiche Gefälle und gleiche Wassermengen erhalten, wenn die erstere mit Leitkurven versehen wird, die letztere aber nicht; ferner durch U_f und U_c die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers bei beiden Turbinen, so ist:

$$(R_2)_f : (R_2) = 0{\cdot}72 \sqrt{\frac{Q}{U_f \sin \alpha}} : 0{\cdot}72 \sqrt{\frac{Q}{U_c}}$$

oder:

$$(R_2)_f : (R_2)_c = \frac{1}{\sqrt{U_f \sin \alpha}} : \frac{1}{\sqrt{U_c}} = \sqrt{U_c} : \sqrt{U_f \sin \alpha}$$

Bei der Turbine mit Leitkurven ist aber in der Regel: $U_f = 0{\cdot}8 \sqrt{2gH}$, $\sin \alpha = 0{\cdot}5$; dagegen bei der Turbine ohne Leitschaufeln: U_c ungefähr gleich $0{\cdot}25 \sqrt{2gH}$. Für diese Werthe wird obige Proportion:

$$(R_2)_f : (R_2)_c = \sqrt{0{\cdot}25 \sqrt{2gH}} : \sqrt{0{\cdot}8 \times 0{\cdot}5 \sqrt{2gH}} = \sqrt{0{\cdot}25} : \sqrt{0{\cdot}40}$$

Hieraus folgt:

$$(R_2)_c = (R_2)_f \sqrt{\frac{40}{25}} = 1{\cdot}26 \ (R_2)_f$$

Nehmen wir nun für $(R_2)_f$ den Werth, welchen die Gleichung 1, Seite 73 darbietet, so finden wir: für Turbinen ohne Leitkurven

$$R_2 = 0{\cdot}677 \sqrt{Q} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

Der innere Halbmesser einer Turbine ohne Leitkurven ist demnach grösser, als bei einer Turbine mit Leitkurven.

Das Verhältniss $\frac{R_1}{R_2}$ zwischen dem äussern und innern Halbmesser des Rades.

Die Formel 3, S. 74 gibt für Turbinen ohne Leitkurven, bei welchen in der Regel $\beta = 25^0$ ist, für $\frac{R_1}{R_2}$ zu kleine Werthe, es ist daher nothwendig, hier eine besondere Regel zur Bestimmung dieses Verhältnisses aufzustellen. Es ist leicht einzusehen, dass die Breite $R_1 - R_2$ der Radkrone bei grossen und kleinen Rädern nicht sehr stark variiren darf; daher muss das Verhältniss $\frac{R_1}{R_2}$ bei kleinen Rädern grösser genommen werden, als bei grossen Rädern. Dies zeigen auch die Dimensionen der Turbinen (13)

und (14) Tabelle I., S. 48, denn bei der kleinen Turbine von Ettlingen ist $\frac{R_1}{R_2} = 1{\cdot}25$ und bei dem grossen Rade von Sargemine ist $\frac{R_1}{R_2} = 1{\cdot}1$. Legt man diese Verhältnisse zu Grunde, so ergibt sich folgende empirische Formel:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1{\cdot}28 - 0{\cdot}10\, R_2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (11)$$

Höhe des Rades.

Für die Bestimmung dieser Dimension hat man die Formel

$$\delta_1 = \frac{Q}{2\, R_2\, \pi\, U} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (12)$$

Um aber U zu bestimmen, muss man die Gleichungen 3, 5, 6, Seite 47 berücksichtigen, und muss sich über den Werth von $\mathfrak{p}$ entscheiden. *Cadiat* sagt, dass seine Turbinen den besten Effekt entwickeln, wenn die Geschwindigkeit am äusseren Umfange des Rades $0{\cdot}6\sqrt{2\,g\,H}$ ist. Für diesen Werth von v_1 wird aber wegen (5) $\mathfrak{p} = 1{\cdot}9$ und die Gleichung 7, S. 47 gibt dann: $\frac{E_n}{\varrho\, Q\, H} = 0{\cdot}66$. Da dies Resultat nicht sehr günstig ist, so wird es zweckmässiger sein, wenn wir die Dimensionen der Maschine so bestimmen, dass die vortheilhafteste Geschwindigkeit etwas grösser ausfällt, weil dann $\frac{E_n}{\varrho\, Q\, H}$ günstiger ausfällt.

Nehmen wir demnach an:

$$v_1 = 0{\cdot}7\sqrt{2\,g\,H}$$

so wird wegen 5, Seite 46:

$$\mathfrak{p} = 1{\cdot}74$$

und die Gleichung 6, Seite 46 gibt dann:

$$U = 0{\cdot}7\,\frac{R_2}{R_1}\,\operatorname{tang}\beta\,\sqrt{2\,g\,H}$$

Führt man diesen Werth von U in dem vorhergehenden Ausdruck für δ_1 ein, so ergibt sich:

$$\delta_1 = \frac{Q}{1{\cdot}4\,\pi\,R_2\,\frac{R_2}{R_1}\,\operatorname{tang}\beta\sqrt{2\,g\,H}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (13)$$

Anzahl der Radkurven.

Aus der Gleichung 9, Seite 47 folgt:

$$i_1 = \frac{Q}{\delta_1^2\left(\frac{s_1}{\delta_1}\right) v_1\, \mathfrak{p}\, k_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (14)$$

Setzt man, um passende Verhältnisse für die Querschnittsdimensionen der Kanäle zu erhalten, $\frac{\delta_1}{s_1} = 4$, substituirt für v_1 und ψ obigen Werth, und nimmt $k_1 = 0{,}9$, so erhält man:

$$i_1 = 8{,}65 \frac{Q}{\delta_1^2 \sqrt{2gH}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (15)$$

Da sich in der Regel für i_1 keine ganze Zahl ergeben wird, so nimmt man für die Anzahl der Leitkurven diejenige ganze Zahl, welche für die Theilung des Rades bequemer ist, und dem berechneten Werth von i_1 am nächsten kommt. Dies hat aber nun zur Folge, dass der Werth von s_1 besonders berechnet werden muss.

Aeussere Weite der Radkanäle.

Zur Bestimmung dieser Dimension folgt aus 9, Seite 47:

$$s_1 = \frac{Q}{i_1 \delta_1 v_1 \psi k} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (16)$$

In diese Gleichung muss man setzen: für i_1 die wirkliche Anzahl der Radkurven, und nicht den aus der Formel (15) berechneten Werth, ferner:

$$v_1 = 0{,}7 \sqrt{2gH}, \quad \psi = 1{,}74, \quad k_1 = 0{,}9$$

Anzahl der Umdrehungen des Rades.

Da wir $v_1 = 0{,}7 \sqrt{2gH}$ annehmen, so ergibt sich für die Anzahl der Umdrehungen des Rades per 1'

$$\mathfrak{N} = 9{,}548 \frac{v_1}{R_1} = 6{,}68 \frac{\sqrt{2gH}}{R_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (17)$$

Hiermit sind alle wesentlichen Dimensionen einer Turbine ohne Leitkurven bestimmt.

C. Die Schottische Turbine.

Die Gleichungen Seite 47 führen uns mit Berücksichtigung der Angaben, Tabelle II., Seite 49, über ausgeführte Turbinen zu brauchbaren praktischen Regeln für die Abmessungen dieser Anordnung.

Die Gesetze, welche durch die Gleichungen Seite 47 ausgesprochen sind, stimmen mit den Erfahrungen der Tabelle II., Seite 49 überein. Da nämlich $\frac{R_2}{R_1}$ nicht stark veränderlich ist, so folgt unter dieser Voraussetzung aus jenen Gleichungen:

$$\frac{v_1}{\sqrt{2gH}} = \text{Constante.}$$

$$\frac{u_1}{\sqrt{2\,g\,H}} = \text{Constante.}$$

und da $Q = u_1\,\Omega_1$ ist, so ergibt sich auch

$$\frac{\frac{\Omega_1}{Q}}{\sqrt{2\,g\,H}} = \text{Constante.}$$

Die Resultate der genannten Tabelle geben in der That für diese Verhältnisse sehr nahe constante Werthe, und man erhält nun mit einer praktisch genügenden Genauigkeit folgende Formeln:

$$\Omega_1 = 1{\cdot}1\,\frac{Q}{\sqrt{2\,g\,H}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (18)$$

$$v_1 = 0{\cdot}818\,\sqrt{2\,g\,H} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (19)$$

$$\mathfrak{N} = 7{\cdot}81\,\frac{\sqrt{2\,g\,H}}{R_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (20)$$

Der innere Halbmesser R_2 *des Rades,*

der die Grösse der Oeffnung bestimmt, durch welche das Wasser in das Rad eintritt, hängt vorzugsweise von der Wassermenge ab, die auf das Rad wirken soll. Nimmt man diese Oeffnung zu klein an, so wird die Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Rad zu gross, und es entstehen dann leicht Störungen und Stösse, die vermieden werden sollen. Nimmt man jenen Halbmesser zu gross an, so werden die Verhältnisse der Hauptdimensionen des Rades ganz unpassend; es wird nämlich die Höhe des Rades zu niedrig und der äussere Halbmesser desselben zu gross, weil $\frac{R_1}{R_2}$ nicht kleiner als 4 oder 3 genommen werden soll. Man erhält in allen praktischen Fällen für R_2 einen passenden Werth, wenn man von der Voraussetzung ausgeht, dass bei allen diesen Turbinen das Wasser durch den Querschnitt des Kreises vom Halbmesser R_2 mit einer Geschwindigkeit von 2^m sich bewegen soll. Aus dieser Annahme folgt:

$$R_2 = 0{\cdot}4\,\sqrt{Q} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (21)$$

Der äussere Halbmesser R_1

kann bei dreiarmigen Turbinen, die für grössere Wassermassen gehören, viermal, und für zweiarmige Turbinen, die bei kleinen Wassermengen zweckmässig anwendbar sind, dreimal so gross genommen werden, als R_2. Man hat demnach folgende Regel:

$R_1 = 4\,R_2$ für 2armige Turbinen,
$R_1 = 3\,R_2$ für 3armige Turbinen.

Die Krümmung der Kanäle.

Die Gestalt der Kanäle ist zwar der Hauptsache nach gleichgiltig, wenn nur der Winkel β (für welchen hier der Winkel zu nehmen ist, unter welchem die Axe eines

Radkanals den inneren Umfang des Rades schneidet) nicht zu gross ausfällt, weil sonst die concave Wand eines jeden Radkanals gegen das eintretende Wasser schlägt. Bei den Turbinen, welche in Schottland ausgeführt worden sind, ist die Axe des Kanales nach einer gewöhnlichen Spirallinie gekrümmt, bei welcher die Radienvektoren proportional mit dem Polarwinkel wachsen. Diese Kurve ist leicht zu construiren und gibt den Kanälen passende Krümmungen. Da sie mit der Natur der Sache in keinem wesentlichen Zusammenhang steht, so kann man keine wissenschaftliche Regel für die zweckmässigste Länge des Spiralbogens angeben. Nach mehreren angestellten Versuchen glaube ich, dass bei dreiarmigen Turbinen eine halbe, bei zweiarmigen Turbinen zwei Drittheile einer Umwindung angenommen werden darf. Bei der später folgenden praktischen Anleitung zur Verzeichnung der Turbinen überhaupt werden auch die Regeln für die Verzeichnung der spiralförmigen Radkanäle angegeben.

Die Höhe δ_1 der Radkanäle.

Damit in der Bewegung des Wassers keine plötzliche Geschwindigkeitsänderung eintreten kann, muss der Querschnitt der ringförmigen Oeffnung, durch welche es nach radialer Richtung gegen die Radkanäle hinströmt, eben so gross gemacht werden, als der Querschnitt der Ausmündungsöffnung des Zuleitungsrohres, denn diese Querschnitte folgen fast unmittelbar aufeinander. Man hat daher die Bedingung:

$$2\,R_1\,\pi\,\delta = R_1^2\,\pi$$

woraus folgt:

$$\delta = \frac{1}{2}\,R_1 \qquad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (22)$$

Da es für die Einfachheit der Ausführung zweckmässig ist, wenn die Radkanäle überall gleich hoch gemacht werden, so ist durch diesen Werth von δ zugleich die Höhe der Kanäle bestimmt.

Aeussere Weite der Kanäle.

Zur Bestimmung dieser Dimension hat man:

$$s_1 = \frac{\Omega_1}{i_1\,\delta_1} \qquad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (23)$$

Hiermit sind alle wesentlichen Dimensionen der Maschine bestimmt.

Praktische Anleitung zur Verzeichnung von Turbinen mit Leitkurven.

Tafel 12 des Textes.

Man bestimme zuerst die Wassermenge, welche in jeder Sekunde auf das Rad wirken soll, wenn dieses Datum nicht unmittelbar gegeben sein sollte. Nennt man N den Nutzeffekt, in Pferdekräften à 75 Killogramm-Meter ausgedrückt, welchen die Turbine entwickeln soll, und nimmt man an, dass derselbe 0·75 von dem absoluten Effekt der Wasserkraft betrage, so hat man zur Bestimmung der Wassermenge Q in Kubik-Metern ausgedrückt folgende Formel:

$$Q = 0{\cdot}107\,\frac{N}{H} \qquad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Nun berechne man den innern Halbmesser R_2 des Rades vermittelst der Formel

$$R_2 = 0{\cdot}538\sqrt{Q} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

und verzeichne mit demselben den inneren Umfang Fig. 3, Tafel 12 des Rades. Da bei der Turbine von *Fourneyron* kein merklicher Wasserverlust am innern Umfange des Rades zu befürchten ist, so könnte man zwar den Zwischenraum zwischen dem innern Umfang des Rades und dem äusseren Umfang des Schützens ziemlich gross annehmen, allein es ist sowohl wegen der Leitung des Wassers, und auch um die schädlichen Räume möglichst zu vermindern, gut, diesen Zwischenraum so wie auch die Dicke des Schützencylinders möglichst klein zu machen. Bei kleinen Turbinen können diese Theile abgedreht werden, und dann kann man die Spalte 0·001^m bis 0·002^m annehmen, bei grossen Turbinen muss man sie aber doch wenigstens 0·005^m machen. Wird der Schützenmantel von Gusseisen gemacht, so muss er für kleine Turbinen wenigstens 0·01^m, für grössere 0·015^m Dicke erhalten; der obere Theil dieses Cylinders, welcher sich bei der tiefsten Stellung desselben über dem Rade befindet, kann aber, um dem Ganzen mehr Steifheit zu geben, dicker gemacht werden. Hat man die Kreise verzeichnet, welche den Durchschnitt des Schützens darstellen, so muss man den Winkel angeben, unter welchem die Leitkurven den innern Kreis des Schützens schneiden sollen. Dieser Winkel in Graden ausgedrückt ist:

$$\sphericalangle\, b\,c\,d = 25^\circ - H^\circ$$

Für grössere Gefälle ist es nämlich gut, diesen Winkel kleiner zu nehmen, als für kleinere Gefälle, damit die Höhe des Rades eine passende Grösse erhält. Bei der Turbine Fig. 3 ist $\sphericalangle\, b\,c\,d = 15$.

Nun nehme man provisorisch bei kleineren Turbinen 24, bei grösseren Turbinen 30 Leitkurven an, theile den inneren Umfang des Schützen in eben so viele gleiche Theile, construire an einem dieser Theilungspunkte, z. B. c, den Winkel b c d, errichte auf c b in c einen Perpendikel c e, trage auf dasselbe eine Länge $= {}^1/_2\, R_2$ auf, und beschreibe mit derselben aus e als Mittelpunkt einen durch c gehenden Kreisbogen gegen den Mittelpunkt des Rades hin, welcher somit die concave Seite der durch c gehenden Leitkurve ist. Um auch die convexe Seite derselben zu verzeichnen, trage man die Blechdicke (welche nur 0·003^m bis 0·004^m betragen soll) auf und beschreibe aus e einen concentrischen Kreis. Um die übrigen Leitkurven zu verzeichnen, bestimme man die Mittelpunkte derselben, indem man durch e aus O als Mittelpunkt einen Kreis beschreibt, und in denselben mit einer Cirkelöffnung $= {}^1/_2\, R_2$ aus den einzelnen Theilungspunkten im innern Umkreise des Schützens einschneidet. Was nun weiter zu thun ist um die Verzeichnung der Leitkurven zu vollenden, bedarf keiner weitern Erklärung. Bei der Turbine Fig. 3 ist die halbe Anzahl der Leitkurven bis an die Röhre, und die andere halbe Anzahl bis auf eine Entfernung ${}^2/_3\, R_2$ von O festgesetzt. *Fourneyron* wählt in der neueren Zeit stets diese Anordnung, welche den Vortheil gewährt, dass wenigstens die ganz hereingehenden Kurven sehr sorgfältig befestiget werden können. Ist nun der Leitkurvenapparat verzeichnet, so bestimme man die Grössen s und α, was auf folgende Weise geschieht.

Man verbinde den Punkt c mit dem Mittelpunkt e_1 der durch c_1 gehenden Leitkurve, und messe mit aller Genauigkeit den Abstand $c\,f = s$. Ferner ziehe man durch die Punkte c und f an die durch c und c_1 gehenden Kurven Tangenten, verlängere dieselben bis zu ihrem Durchschnitt in m, halbire den Winkel f m c durch die Linie m k h und ziehe an den inneren Umfang des Rades in dem Punkte k, wo derselbe von der Halbirungslinie m h geschnitten wird, eine Tangente, so ist: $\sphericalangle\, l\,k\,g = \alpha$. Um diesen Winkel in

Graden ausgedrückt zu erhalten, kann man sich eines Transporteurs bedienen. Die so gemessenen Werthe von s und α bemerke man sich vorläufig. Um die Höhe der Schützenöffnung zu bestimmen, welche der Wassermenge Q entspricht, und die mit der Höhe des Rades übereinstimmt, muss man noch den Winkel β angeben. *Fourneyron* hat bei den von ihm erbauten Turbinen jederzeit $\beta = 90°$ genommen. Ich bin jedoch der Meinung, dass es zweckmässiger ist, β kleiner als 90°, und z. B. wie es bei der Turbine Fig. 3 der Fall ist, 60° zu nehmen, weil man dann die Radkronen nicht so breit zu machen braucht, als wenn $\beta = 90°$ genommen wird, um schwach gekrümmte Radkurven zu erhalten. Hat man sich über die Wahl von β entschieden, so berechne man die Austrittsgeschwindigkeit des Wassers durch folgende Formel:

Für irgend einen Werth von β ist:

$$U = \sqrt{g\,H\,\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

wenn $\beta = 90°$ genommen wird, ist:

$$U = \frac{\sqrt{g\,H}}{\cos\alpha} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

und dann hat man zur Bestimmung von δ die Gleichung

$$\delta = \frac{Q}{i\,s\,k\,U} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

in welcher für i die provisorisch angenommene Anzahl Leitkurven, für s die Entfernung c f, in Metern ausgedrückt, für Q die Wassermenge, welche per 1″ auf das Rad wirken soll, in Kubik-Metern, für U der unmittelbar vorher gefundene Werth, endlich für k, 1 oder 0·9 zu setzen ist, je nachdem der Winkel α sich mehr dem Werthe 25° oder mehr dem Werthe 15° nähert. Ist δ berechnet, so sehe man nach, wie oftmals s in δ enthalten ist, d. h. wie gross der Werth von $\frac{\delta}{s}$ ist. Ist dieses Verhältniss $= 2\,(1 + R_2)$ oder nicht viel davon verschieden, so kann die angenommene Anzahl Leitkurven, so wie überhaupt die ganze Verzeichnung des Apparates beibehalten werden, was in der Regel der Fall sein wird. Ist die Differenz zwischen den Werthen von $\frac{\delta}{s}$ und von $2\,(1+R_2)$ grösser als 0·5, so ist es besser, die provisorisch angenommene Anzahl i Kurven und den daraus durch Verzeichnung aufgefundenen Werth von s nicht beizubehalten. Um dann in diesem Falle die richtige Anzahl Leitkurven zu erhalten, berechne man den Werth des Ausdruckes: $i\frac{2\,(1+R_2)}{\left(\frac{\delta}{s}\right)}$ und nehme die nächste ganze, für die Theilung bequeme Zahl. Mit dieser richtigen Anzahl wiederhole man die Construktion des Leitkurvensystems von neuem.

Die Anzahl der Radkurven findet man durch Multiplikation der richtigen Anzahl Leitkurven mit: 1·2 sin. β. Zur Berechnung des Verhältnisses $\frac{R_1}{R_2}$ zwischen dem äusseren und inneren Halbmesser des Rades dient die Formel:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0\,0045\,\beta}{\sqrt[3]{R_2}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

wobei der Winkel β in Graden ausgedrückt zu nehmen ist.

Für $\beta = 90°$ ist die Anzahl der Radkurven gleich 1·2mal der Anzahl der Leitkurven und

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0{\cdot}405}{\sqrt[3]{R_2}}$$

Für $\beta = 60°$ ist die Anzahl der Radkurven gleich der Anzahl der Leitkurven und

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0.27}{\sqrt[3]{R_2}}$$

Um den Werth von R_1 zu erhalten, muss man diese Verhältnisszahl mit R_2 multipliziren.

Da nun die Grössen i, i_1, s, $\frac{R_1}{R_2}$, α, β gekannt sind, so kann man nun auch die äussere Weite s_1 der Radkanäle vermittelst der Formel:

$$s_1 = s\,\frac{k}{k_1}\,\frac{i}{i_1}\,\frac{R_2}{R_1}\,\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

berechnen, wobei zu setzen ist:

$k = 0{\cdot}9$, wenn α kleiner als 24°
$k = 1{\cdot}0$, wenn α kleiner als 24°
$k_1 = 0{\cdot}9$.

Nun verzeichne man das Rad, wobei folgendes Verfahren zu empfehlen ist.

Man verzeichne mit R_1 den äusseren Umfang des Rades, theile den inneren Umfang desselben in i_1 gleiche Theile, construire in einem beliebigen Theilungspunkt n den Winkel β und errichte in n auf o n eine senkrechte n p, so liegt in dieser der Mittelpunkt des Kreises für die innere Krümmung der durch n gehenden Radkurve. Wenn $\beta = 60°$ ist, so kann die Radkurve aus einem einzigen Kreisbogen gebildet werden, dessen Halbmesser so zu wählen ist, dass der unbestimmt fortgesetzte Kreisbogen den äusseren Umfang des Rades unter einem sehr kleinen Winkel schneidet.

Wenn $\beta = 90°$ ist, muss man, um für die Radkanäle passende Formen zu erhalten, jede Radkurve wenigstens aus zwei Kreisbögen zusammensetzen. In Fig. 3 ist jede Radkurve aus zwei Kreisbögen n q und q r zusammengesetzt.

Der Krümmungshalbmesser n p und q t für die Bögen n q und q r kann nicht jederzeit so gross gewählt werden, wie sie in den Zeichnungen angegeben sind; diese Angaben sind nur als ungefähre Werthe anzusehen, vermittelst welchen man durch folgendes empirisches Verfahren sehr leicht zu passenden Krümmungen für die Radkurven geführt wird.

Man versuche zuerst, wenn $\beta = 90°$ genommen wurde, mit $p\,n = 0{\cdot}36\,R_2$, $t\,q = 0{\cdot}5\,R_2$ und wenn $\beta = 60°$ genommen wurde, mit $p\,n = 0{\cdot}45\,R_2$, $t\,q = 0{\cdot}59\,R_2$ eine Radkurve zu verzeichnen, welche man aussen in's Unbestimmte fortsetzt. Schneidet nun der in's Unbestimmte verlängerte Bogen q r den mit R_1 beschriebenen äusseren Umfang des Rades unter einem sehr kleinen Winkel, so ist die verzeichnete Kurve beizubehalten. Schneidet q r den äusseren Umfang unter einem Winkel, der gleich oder grösser als 15° ist, so muss man die Construktion der Kurve mit etwas kleineren Krümmungshalbmessern versuchen. Wird der äussere Umfang des Rades von dem Bogen q r berührt oder gar nicht ge-

troffen, so muss man die Construktion der Kurve mit Krümmungshalbmessern versuchen, die etwas grösser sind als die in den Zeichnungen angegebenen Werthe von n p und q t. Durch dieses Tatonnement, welches allerdings nicht ein wissenschaftliches Verfahren genannt werden kann, gelangt man aber doch praktisch am einfachsten zum Ziele, denn eine scharfe mathematische Formel zur Bestimmung von n p und q t würde sehr weitläufig werden.

Hat man nun nach einigen Versuchen die Krümmungsmittelpunkte p und t und die Krümmungshalbmesser n p und q t so gewählt, dass der Bogen q r den äusseren Umfang des Rades unter einem kleinen Winkel schneidet, so verzeichne man zwei unmittelbar aufeinander folgende Radkurven mit Angabe ihrer Dicke, welche bei kleinen Turbinen 0·004^m, bei grösseren 0·005^m bis 0·006^m genommen werden kann, und verlängere vorläufig eine derselben bis zum Durchschnitt mit der andern. Hierauf mache man u v gleich dem berechneten Werth von s_1 und beschreibe durch u einen zur Kurve v concentrischen Kreisbogen u w, so bestimmt der Durchschnittspunkt w desselben mit der Radkurve den Endpunkt derselben, und mithin auch die richtige äussere Weite des Randkanals. Streng genommen, muss der Punkt w auch in dem Umfang des mit R_1 beschriebenen Kreises liegen, es ist jedoch von gar keinem merklichen Nachtheil, wenn dies nicht ganz scharf eintrifft; denn man kann ja nicht grundsätzlich streng sagen, welches der eigentliche Werth von R_1 ist. Ist nun eine Radkurve fertig gezeichnet, so werden alle übrigen ganz identisch mit der ersten gemacht. Zu diesem Behufe zieht man durch p, t und q, aus O als Mittelpunkt, Hilfskreise, schneidet mit einer Cirkelöffnung = n p aus allen Theilungspunkten des innern Radumfanges in den durch p gehenden, und mit einer Cirkelöffnung = n t aus denselben Theilungspunkten in den durch t gehenden Hilfskreis ein, so sind diese Einschnittspunkte die Krümmungsmittelpunkte für alle Radkurven. Die Endpunkte der Radkurven kann man entweder nach dem Verfahren bestimmen, welches bei w x angewendet wurde (und diess ist am genauesten) oder man kann auch, wenn alle Kurven mit grösster Genauigkeit verzeichnet wurden, mit der Entfernung n r aus allen Theilungspunkten des innern Radumfanges die Längen der Kurven abschneiden.

Um endlich noch den Winkel γ zu bestimmen (welcher nur dann genauer bekannt sein muss, wenn man die vollständige Berechnung des Rades nach den allgemeinen Gleichungen machen will) ziehe man durch x und w Tangenten an die Radkurve, halbire durch y z den Winkel w y x, den diese Tangenten bilden, und ziehe durch z eine auf O z senkrechte Linie z s, so ist

$$< y z s = \gamma$$

Zur Bestimmung der Höhe δ_1 des Rades hat man die Formel:

$$\delta_1 = \frac{Q}{i s k U} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Zur Bestimmung der vortheilhaftesten Anzahl $\mathfrak{N}$ der Umdrehungen des Rades per 1′ hat man:

$$\mathfrak{N} = 6{\cdot}75 \frac{\sqrt{g H \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta\cos\alpha}}}{R_2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Wenn $\beta = 90°$ erhält man:

$$\mathfrak{N} = 4{\cdot}7 \frac{\sqrt{2 g H}}{R_2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

Zur Bestimmung des Durchmessers d der Turbinenaxe in Centimetern hat man

$$d = 16 \sqrt[3]{\frac{N}{\mathfrak{N}}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (11)$$

wobei N den Nutzeffekt des Rades in Pferdekräften à 75 Kill. Met. ausgedrückt bedeutet, und $\mathfrak{N}$ die so eben berechnete Anzahl Umdrehungen des Rades per 1'.

Für die Bestimmung der Dimension aller Theile, welche zum Aufzug und zur Transmission dienen, gebe ich hier keine Regeln an, weil dieser Gegenstand in einer besondern Monographie behandelt werden wird.

Wenn man sich mit einem geringeren, aber doch für die Praxis genügenden Grad von Genauigkeit begnügen will, kann man das Turbinenrad nach folgendem einfachen Verfahren berechnen und verzeichnen.

Man berechne die Wassermenge Q, welche per 1" auf das Rad wirken muss, damit es den zum Betriebe nothwendigen Effekt hervorbringen kann, vermittelst der Formel:

$$Q = 0{\cdot}107 \frac{N}{H} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (12)$$

Hierauf berechne man den inneren Halbmesser R_2 des Rades vermittelst der Formel:

$$R_2 = 0{\cdot}538 \sqrt{Q} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (13)$$

Ist R_2 gleich oder kleiner als $0{\cdot}5^m$, so verzeichne man den Horizontaldurchschnitt des Rades geometrisch ähnlich dem Rade Tafel VI. Atlas.

Ist R_2 grösser als 0·5, so verzeichne man den Horizontaldurchschnitt des Rades ähnlich dem Rade Tafel III. Atlas.

Um die Höhe δ_1 des Rades zu bestimmen, berechne man zuerst den Werth von U vermittelst der Formel:

$$U = 0{\cdot}8 \sqrt{2 g H}$$

und dann erhält man:

$$\delta_1 = \frac{Q}{i s U}$$

Die zweckmässigste Anzahl $\mathfrak{N}$ der Umdrehungen des Rades per 1" ist:

$$\mathfrak{N} = 4{\cdot}7 \frac{\sqrt{2 g H}}{R_2}$$

Praktische Anleitung zur Verzeichnung von Turbinen ohne Leitkurven.

Wenn die Wassermenge, welche auf die Turbine wirken soll, nicht unmittelbar angegeben ist, so muss dieselbe aus dem Gefälle und dem Nutzeffekt, welchen das Rad entwickeln soll, berechnet werden. Hierzu dient folgende Formel:

$$Q = 0{\cdot}125 \frac{N}{H}$$

wobei N den Nutzeffekt in Pferdekräften à 75 Kill. Met. bedeutet, den die Turbine entwickeln soll. Nun berechne man den innern Halbmesser R_2 der Turbine vermittelst der Formel:

$$R_2 = 0{\cdot}677 \sqrt{Q}$$

und verzeichne mit demselben den innern Umfang des Rades.

Um die übrigen Dimensionen des Rads zu bestimmen, muss man den Winkel β annehmen. Es ist zweckmässig, denselben $= 25°$ zu nehmen. Für diese Annahme ist:

$$R_1 = (1{\cdot}28 - 0{\cdot}10\, R_2)\, R_2$$

mit diesem Halbmesser verzeichne man den (theoretischen) äussern Umfang des Rades. Nun bestimme man die Höhe des Rades, indem man zuerst die Austrittsgeschwindigkeit vermittelst der Formel:

$$U = 0{\cdot}7 \frac{R_2}{R_1} \operatorname{tang} \beta \sqrt{2\, g\, H}$$

berechnet, und den Werth, welcher sich hieraus ergibt, in:

$$\delta_1 = \frac{Q}{2\, R_2\, \pi\, U}$$

substituirt. Unter der Voraussetzung, dass man die Höhe der Radkanäle viermal so gross macht, als ihre äussere Weite s_1, findet man die Anzahl der Radkurven durch folgende Formel:

$$i_1 = 3{\cdot}65 \frac{Q}{\delta_1^2 \sqrt{2\, g\, H}}$$

In der Regel wird aber das Resultat dieser Formel keine ganze Zahl sein; man nehme daher für die Anzahl der Radkurven diejenige ganze Zahl, welche für die Theilung des Rades bequem ist und dem aus der letzten Formel erhaltenen numerischen Resultate am nächsten liegt. Dann ist aber die äussere Weite der Radkanäle nicht mehr gleich $\frac{1}{4}\ \delta_1$ zu nehmen, sondern man findet die wahre äussere Weite, wenn man $\frac{1}{4}\ \delta_1$ mit dem numerischen Resultat, welches die letzte Formel geliefert hat, multiplizirt und mit der wirklich angenommenen Anzahl Radkurven dividirt.

Die Verzeichnung des Rades geschieht nun wie folgt. Man theile den inneren Umfang des Rades in so viele gleiche Theile, als die Anzahl der Radkurven beträgt, verbinde einen beliebigen Theilungspunkt a mit dem Mittelpunkt des Rades und verzeichne den Winkel O a c $= \beta = 25°$. Hierauf beschreibe man die durch a gehende Radkurve a b, und zwar mit einem einzigen Kreisbogen, dessen Mittelpunkt c in der Linie a c so gewählt werden muss, dass die Radkurve den äusseren Umfang des Rades unter einem sehr kleinen Winkel (von ungefähr 10°) schneidet. In der Zeichnung bei welcher $\frac{R_1}{R_2} = 1{\cdot}2$ ist, beträgt der Krümmungshalbmesser der Radkurve 0 8 R_2; so wie sich aber das Verhältniss $\frac{R_1}{R_2}$ ändert, verändert sich auch der Krümmungshalbmesser; es ist aber sehr leicht, durch ein paar Versuche den passenden Krümmungshalbmesser aufzufinden. Hat man die Seite a b der Radkurve verzeichnet, so verzeichnet man auch die andere (wobei man die Blechdicke für kleinere Räder 0·004m, für grössere 0·005m, für

ganz grosse 0·006^m annimmt), so wie auch die durch die übrigen Theilungspunkte gehenden Radkurven, wobei man berücksichtigen wird, dass die Krümmungsmittelpunkte aller Radkurven in dem durch c gehenden Kreis liegen. Damit nun der Kanal die richtige, bereits berechnete äussere Weite s_1 erhalte, trage man dieselbe bei d e auf, und ziehe durch e einen zu a_1 b_1 concentrischen Kreisbogen, bis die Kurve a b in dem Punkte b geschnitten wird, so ist b der Endpunkt der Schaufel a b. Die Länge der übrigen Schaufeln wird bestimmt, indem man mit einer Zirkelöffnung gleich a b aus den einzelnen Theilungspunkten die entsprechenden Radkurven abschneidet.

Die Anzahl der Umdrehungen des Rades per 1′ ist:

$$\mathfrak{N} = 6{\cdot}68\,\frac{\sqrt{2\,g\,H}}{R_1}$$

Praktische Anleitung zur Verzeichnung Schott'scher Turbinen.

Tafel 11.

Diese Turbinen sind nur für kleinere Wasserquantitäten (von höchstens 0·6 Kub. Met. per 1″) und für grössere Gefälle (von wenigstens 4^m Höhe) mit Vortheil anwendbar. Ist die Wassermenge, welche per 1″ auf das Rad wirken soll, nicht unmittelbar gegeben, sondern kennt man den Nutzeffekt, in Pferdekräften à 75 Kill. Met. ausgedrückt, welchen die Turbine entwickeln soll, so berechne man zuerst die für den verlangten Effekt nothwendige Wassermenge, vermittelst folgender Formel:

$$Q = 0{\cdot}125\,\frac{\mathfrak{N}}{H} \text{ in Kubik-Metern.}$$

Hierauf berechne man die Summe Ω_1 der Austrittsöffnungen aller Radkanäle vermittelst der Formel

$$\Omega_1 = 1{\cdot}1\,\frac{Q}{\sqrt{2\,g\,H}}$$

Nach diesem Werthe von Ω_1 ist zu entscheiden, ob man das Rad mit 2 oder 3 Armen versehen soll. Fallen die Oeffnungen nicht gross aus, wenn man 2 Arme annimmt, so ist diese Annahme der Einfachheit der Construktion wegen beizubehalten, im entgegengesetzten Fall nehme man 3 Arme an.

Zur Bestimmung des inneren Halbmessers hat man

$$R_2 = 0{\cdot}4\,\sqrt{Q}$$

Zur Bestimmung von R_1 hat man:

$R_1 = 4\,R_2$ für 2armige Turbinen,
$R_1 = 3\,R_2$ „ 3armige „

Die Höhe der Radkanäle ist $\delta = \delta_1 = {}^1/_2\,R_2$.

Für die äussere Weite s_1 der Radkanäle hat man:

$$s_1 = {}^1/_2\,\frac{\Omega_1}{\delta_1} \text{ für 2armige Turbinen}$$

$$s_1 = {}^1/_3\,\frac{\Omega_1}{\delta_1} \text{ für 3armige Turbinen.}$$

Die zweckmässige Anzahl Umdrehungen des Rades per 1" ist.

$$\mathfrak{N} = 7{\cdot}81 \frac{\sqrt{2\,g\,H}}{R_1}$$

Ein Kanal eines zweiarmigen Rades kann auf folgende Art verzeichnet werden. Tafel 11. Fig. 2.

Man verzeichne, von dem Mittelpunkt o des Rades ausgehend, $^2/_3$ Theile einer Umwindung einer gewöhnlichen Spirallinie o m z. Zu diesem Behufe theile man den Bogen y t z, welcher einem Centriwinkel von 240° entspricht in eine beliebige Anzahl, z. B. in 16 gleiche Theile, und ziehe von den Theilungspunkten Radien nach dem Mittelpunkte. Hierauf theile man den Halbmesser o z $= R_1$ in eben so viel gleiche Theile, und ziehe durch diese Theilungspunkte von o aus als Mittelpunkt concentrische Kreise bis zum Durchschnitt mit den entsprechenden Radien. Es ist z. B. t der 10. Theilungspunkt auf dem Kreise und n der 10. Theilungspunkt auf der Linie o z. Der Durchschnittspunkt m von dem durch t gehenden Radius mit dem durch n gezogenen Kreis ist ein Punkt der Spirale, welche die Axe des Kanals darstellt. Um nun die normale Weite q r des Kanals an irgend einer Stelle zu bestimmen, mache man: $\overline{c\,z} = \overline{z\,d} = {}^1/_2\, s_1$ gleich der Hälfte der berechneten äusseren Weite des Radkanals, zeichne das Trapez a b c d, in welchem die Seite a b $= 2\,R_2$ ein Durchmesser des inneren Radumfangs ist, errichte in dem Theilungspunkte n der Linie o z den Perpendikel n p, so ist dieses die halbe Weite, welche der Radkanal bei m erhalten mus, die demnach von m nach r und von m nach q aufgetragen werden muss. Die übrigen Punkte von den Wänden eines Kanals werden auf ähnliche Weise gefunden.

Das Verfahren für die Verzeichnung eines Kanals eines dreiarmigen Rades ist dem vorhergehenden ganz analog; die Axe o m z des Kanals ist aber hier nur eine halbe Umwindung der Spirallinie, und für die innere Seite a b des Trapez a b c d ist nicht der Durchmesser $2\,R_2$, sondern die Seite $a_1\ b_1$ des dem Kreise vom Halbmesser R_2 eingeschriebenen gleichseitigen Dreiecks zu nehmen.

Diese Regeln zur Berechnung der Hauptdimensionen der Turbinen, in Verbindung mit den nun folgenden Beschreibungen und Erläuterungen über die auf den Tafeln I. bis X. dargestellten fünf Turbinen dürften wohl eine hinreichend sichere Anleitung für den praktischen Bau dieser Maschine gewähren.

Theorie der Jonval'schen Turbine.

Vorbereitungen.

Eine ganz genaue Theorie auch dieser Turbine würde erfordern, dass man im Stande wäre, den Bewegungen und Wechselwirkungen aller einzelnen Wassertheilchen durch analytische Rechnungen zu folgen, was leider nicht möglich ist. Wir sind daher auch hier genöthigt, von gewissen Voraussetzungen auszugehen, durch welche die Durchführung der Rechnungen möglich wird, die aber zugleich die Bedeutung haben, dass sie Bedingungen aussprechen, bei deren Erfüllung eine regelmässige und vortheilhafte Bewegung des Wassers statt finden kann.

Diese Voraussetzungen sind folgende:

1. Die Turbine befinde sich in einem Beharrungszustand der Bewegung, wobei sich der Bewegungszustand des Wassers und des Rades mit der Zeit nicht ändert, ein gleichförmiger Wasserzufluss vorhanden ist, und ein constanter Widerstand der Axe der Turbine entgegen wirkt.

2. Das Wasser gelange ohne irgend eine Störung aus dem Zuflusskanal durch den Maschinenmantel und durch das Einlaufrad bis an die Mündungen dieses Rades.

3. Das Einlaufrad wie das Turbinenrad habe jedes so viele stätig und mässig gekrümmte Radflächen, dass in der Bewegung der Wassertheilchen merkliche Störungen nicht eintreten können.

4. Die Flächen des Einlaufrades und des Turbinenrades seien so gebildet, dass sie durch jede durch die Radaxe gelegte Ebene nach einer auf die Axe senkrecht stehenden geraden Linie geschnitten werden.. Diese Flächen entstehen demnach, indem eine gerade Linie, welche die Axe stets senkrecht durchschneidet, längs dieser Axe herabgleitet und dabei nach einem gewissen Gesetz sich wendet.

5. Wir setzen ferner voraus, dass jedes Wasseratom während seiner Bewegung durch das Turbinenrad in der Fläche des Kreiscylinders verbleibe, dessen Halbmesser gleich ist der Entfernung des Punktes, wo das Theilchen in das Rad eingetreten ist, von der Axe.

6. Das Wasser fülle die Kanäle der beiden Räder vollkommen aus, so dass ein unregelmässiges Hin- und Herschlagen oder Versprühen des Wassers nicht statt finden kann.

Alle diese Voraussetzungen sind in der Wirklichkeit nur annähernd erfüllt, insbesondere ist die fünfte immer nur für die Wassertheilchen streng richtig, welche am äusseren Umfang des Rades in dasselbe eintreten, denn die Wassertheilchen, welche in das Rad in einem Punkt eintreten, dessen Entfernung von der Radaxe kleiner ist, als der äussere Halbmesser des Rades, werden während ihrer Bewegung durch das Rad nicht ganz sicher geleitet, entfernen sich nach und nach von der Axe und verlassen das

Rad in einem Punkt, dessen Entfernung von der Axe grösser ist, als die Entfernung des Eintrittspunktes. Vermöge dieses Vorganges sollte man vermuthen, dass durch die Wechselwirkung der Wassertheilchen bei der *Jonval*'schen Turbine grössere Störungen entstehen müssten, als bei der *Fourneyron*'schen Turbine, allein es ist nicht zu übersehen, dass andernfalls die Bewegung des Wassers bis zum Austrittspunkt aus dem Leitrade bei der *Fourneyron*'schen Turbine complizirter ist, als bei der *Jonval*'schen Turbine, und somit scheinen die Vortheile und Nachtheile in der Weise ausgeglichen, dass beide Anordnungen im Ganzen gleich günstige Effektleistungen hervorbringen.

Der folgenden Berechnung legen wir eine Turbine mit mittlerer Aufstellung Taf. 5, Fig. 4 zu Grund, und nehmen an, dass im Zuflussrohr so wie auch unten im Abflussrohr Klappen oder Schieber angebracht sind, wodurch die Zustr[illegible]ung wie die Abströmung regulirt werden kann. Für die Rechnung wählen wir folgende Bezeichnungen:

O der Querschnitt des Zuleitungsrohres;
ω Querschnitt der Oeffnung zwischen der Klappe und der Wand des Zuleitungsrohres;
R_1 der äussere Halbmesser des Rades;
R_2 der innere Halbmesser des Rades;
$R = \frac{1}{2}(R + R_2)$ der mittlere Halbmesser des Rades;
α der Winkel, den die mittlere Richtung, nach welcher das Wasser die Leitkanäle verlässt, mit der unteren Ebene des Leitkurvenrades bildet;
β der Winkel, den eine durch die obere Kante einer Radfläche gelegte tangirende Ebene mit der oberen Ebene des Rades bildet;
γ der Winkel, den die Richtung, nach welcher das Wasser das Rad verlässt mit der unteren Ebene des Rades bildet;
i Anzahl der Leitkurven;
s die normale Entfernung zweier Leitkurven, gemessen in einer Entfernung R von der Axe;
Ω die Summe der Querschnitte aller Ausflussöffnungen am Leitrade;
l Anzahl der Radkurven;
s_2 die obere Weite eines Radkanales, gemessen in einer Entfernung R von der Axe;
s_1 die untere Weite eines Radkanales, gemessen in einer Ertfernung R von der Axe;
Ω_2 die Summe der oberen Querschnitte aller Radkanäle;
Ω_1 die Summe der unteren Querschnitte aller Radkanäle;
O_1 der Querschnitt des Abflussrohres unter dem Turbinenrade;
ω_1 der Querschnitt der unteren Ausflussöffnung, durch welche das Wasser in den Abflusskanal gelangt;
$\varkappa$ k k_1 $\varkappa_1$ die Contraktionscoeffizienten, welche den Oeffnungen ω Ω Ω_1 ω_1 entsprechen;
v_1 die äussere
v_2 die innere
$v = \frac{v_1 + v_2}{2}$ die mittlere
} Geschwindigkeit des Rades in den Entfernungen R_1, R_2, $\frac{1}{2}(R_1 + R_2)$ von der Axe;
U die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser aus den Leitkanälen tritt;
u_2 u_1 die relativen Geschwindigkeiten des Wassers gegen die Radschaufeln an der oberen und an der unteren Ebene des Rades;
w die absolute Geschwindigkeit des Wassers im Abflussrohr unmittelbar unter dem Rade;
C c C_1 c_1 die Geschwindigkeit des Wassers in den Querschnitten O ω O_1 ω_1;
$\mathfrak{A}$ Druck der Atmosphäre auf einen Quadrat-Meter;
Ω Druck auf einen Quadrat-Meter zwischen den Wassertheilchen in der Ebene zwischen dem Leitrade und dem Turbinenrade;

Ω_1 Druck auf einen Quadrat-Meter zwischen den Wassertheilchen unmittelbar unter dem Turbinenrade;
$\mathfrak{P}$ Druck auf einen Quadrat-Meter zwischen den Wassertheilchen, unmittelbar hinter der obern Einlassklappe;
ε Metalldicke der Leitfläche;
ε_1 Metalldicke der Radfläche;
$\varrho = 1000$ Gewicht von einem Kubik-Meter Wasser;
$g = 9{\cdot}808$ Beschleunigung durch die Schwere;
E_n Nutzeffekt des Rades in Kilogrammen;
H das totale Gefälle;
h Höhe des Mittelpunktes der Einlassklappe über dem Spiegel des Unterwassers;
h_2 Höhe der unteren Ebene des Rades über dem Spiegel des Unterwassers;
h_1 Tiefe des Mittelpunktes der unteren Ausflussöffnung ω_1 unter dem Spiegel des Unterwassers;
z Höhe des Turbinenrades.

Diese Bezeichnungen vorausgesetzt wenden wir uns nun zur Entwicklung der Theorie, und wollen zunächst diejenigen Bedingungen aufsuchen, welche dem absoluten Maximum des Effektes entsprechen würden, wenn Reibungen und Störungen in der Bewegung des Wassers nicht stattfänden.

Bedingungen des absoluten Maximums.

Wenn wir die verschiedenen Reibungen des Wassers an den Röhrenwänden und an den Leitflächen und Radflächen vernachlässigen, ferner die Störungen, welche in der Bewegung des Wassers an den Einengungen, so wie beim Uebertritt aus dem Leitrad in das Turbinenrad unberücksichtigt lassen, also eine ideal vollkommene Anwendung voraussetzen, erhalten wir für die Bewegung und Wirkung des Wassers folgende Beziehungen.

Die untere Ebene des Einlaufrades befindet sich in einer Tiefe $H - h - z$ unter dem Wasserspiegel im Zuflusskanal, und in der Ebene zwischen dem Einlaufrad und dem Turbinenrad herrscht eine Pressung, die einer Wassersäule von der Höhe $\frac{\Omega}{\varrho}$ entspricht. Wenn also Reibungen und Störungen vernachlässigt werden, hat man für die Ausflussgeschwindigkeit U aus dem Turbinenrad folgende Gleichung:

$$\frac{U^2}{2g} = H - h_2 - z + \frac{\mathfrak{P}}{\varrho} - \frac{\Omega}{\varrho} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Die Bedingungen, dass das Wasser ohne Stoss aus dem Leitrad in das Turbinenrad übertritt, sind: Tafel 13. Fig. 4.

$$\left.\begin{aligned} \frac{v}{U} &= \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta} \\ \frac{u_2}{U} &= \frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Auch besteht zwischen diesen Geschwindigkeiten und Winkeln noch folgende Beziehung:

$$u_2 = v^2 + U^2 - 2\,v\,U\cos\alpha \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

welche auch aus den Gleicungen (2) folgt, wenn man β eliminirt.

Die oberhalb und unterhalb dem Rade herrschenden Pressungen sind als Wassersäulen ausgedrückt $\frac{\Omega}{\varrho}$, $\frac{\Omega_1}{\varrho}$. Da wir die Reibung des Wassers an den Wänden der Radkanäle vernachlässigen, ferner die wechselseitige Störung der Wassertheilchen nicht in Rechnung bringen, und zugleich voraussetzen, dass jedes Wassertheilchen während seiner Bewegung durch das Rad seine Entfernung von der Axe nicht ändert, so erhalten wir zur Bestimmung der relativen Geschwindigkeit u_1 folgende Gleichung:

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{\Omega}{\varrho} - \frac{\Omega_1}{\varrho} + z \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Die absolute Geschwindigkeit w, mit welcher das Wasser aus dem Rade hervorkommt, ist:

$$w^2 = u_1^2 + v^2 - 2\, u_1\, v \cos\gamma \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

Da diese Geschwindigkeit für die vortheilhafteste Effektleistung verschwinden soll, so muss sein:

$$\left.\begin{aligned} \gamma &= 0 \\ u_1 &= v \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

weil wir annehmen, dass das Wasser ohne die geringste Störung von dem Rad weg durch den unteren Cylinder und durch die untere Ausflussöffnung in den Abflusskanal gelange, so besteht die Beziehung:

$$\frac{\Omega_1}{\varrho} + h_2 = \frac{\mathfrak{A}}{\varrho} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

Da der Druck Q_1 nie negativ werden kann, so darf h_2 nie grösser als $\frac{Q}{\varrho}$ sein, d. h. wenn die Wassermasse unter dem Rad nicht abreissen soll, muss die Höhe der unteren Ebene des Rades über dem unteren Wasserspiegel kleiner sein, als die Höhe der Wassersäule, welche dem Druck der Atmosphäre entspricht.

Hiermit sind nun alle Gleichungen, welche das absolute Maximum des Nutzeffektes charakterisiren, aufgestellt, und wir haben dieselben nun weiter analytisch zu verarbeiten.

Durch Addition der Gleichungen (1), (4) und (7) folgt:

$$\frac{U^2}{2g} = H + \frac{u_2^2}{2g} - \frac{u_1^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Setzt man für u_2^2 seinen Werth aus (3) und berücksicktigt, dass $u_1 = v$ sein soll, so findet man:

$$\frac{U^2}{2g} = H + \frac{v^2}{2g} + \frac{U^2}{2g} - \frac{2\,v\,U}{2g}\cos\alpha - \frac{v^2}{2g}$$

oder:

$$0 = H - \frac{2\,v\,U}{2g}\cos\alpha$$

und wenn man aus der ersten der Gleichungen (2) den Werth von v einführt, erhält man eine Gleichung, aus welcher folgt:

$$U = \sqrt{g\,H\,\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Führt man diesen Werth von U in die Gleichungen (2) ein, so folgt ferner:

$$v = \sqrt{g\,H\,\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\alpha\sin\beta}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

$$u_2 = \sqrt{g\,H\,\frac{\sin^2\alpha}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (11)$$

Setzt man den Werth (9) in die Gleichung (1), so folgt aus derselben:

$$\frac{\mathfrak{L}}{\varrho} = H\left(1 - \frac{1}{2}\,\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)}\right) - h_2 - z + \frac{\mathfrak{A}}{\varrho} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (12)$$

Die Bedingungen, welche ausdrücken, dass das Wasser die Kanäle erfüllt, sind:

$$Q = \Omega\,U\,k = \Omega_2\,u_2 = \Omega_1\,u_1\,k_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (13)$$

Hieraus folgt:

$$\Omega = \frac{Q}{u\,k}$$

$$\Omega_2 = \Omega\,k\,\frac{U}{u_2}$$

$$\Omega_1 = \Omega\,\frac{k}{k_1}\,\frac{U}{u_1}$$

und mit Berücksichtigung von (2) und (6).

$$\left.\begin{aligned} \Omega &= \frac{Q}{u\,k} \\ \Omega_2 &= \Omega\,k\,\frac{\sin\beta}{\sin\alpha} \\ \Omega_1 &= \Omega\,\frac{k}{k_1}\,\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (14)$$

Diese Ergebnisse unserer Theorie werden wir in der Folge zur Aufstellung von Regeln zur Berechnung der Dimensionen von neu zu erbauenden Turbinen benutzen; vorerst aber ist es nothwendig, die richtigen Werthe von Ω, Ω_2 und Ω_1 zu bestimmen.

Bestimmung der effektiven Werthe von Ω, Ω_2, Ω_1.

Die Gleichungen (13) sind nur dann richtig, wenn man für Ω, Ω_1, Ω_2 die effektiven, d. h. diejenigen Querschnitte in Rechnung bringt, durch welche das Wasser wirklich strömen kann. Um diese effektiven Werthe von Ω, Ω_1 Ω_2 zu finden, muss man die bei *Jonval*'schen Turbinen nicht unbeträchtliche Dicke der Leit- und Radschaufeln in Rechnung bringen.

Es ist $\frac{2 R \pi}{i}$ eine Schaufeltheilung des Leitrades, gemessen an der Peripherie des mittleren Kreises vom Halbmesser R. Betrachtet man das untere Ende jeder Leitschaufel als eine gegen die untere Ebene des Rades unter einem Winkel α geneigte schiefe Ebene, so ist die mittlere normale Weite eines Kanales des Leitrades $\frac{2 R \pi}{i} \sin \alpha - \varepsilon$ und da die radiale Dimension eines Kanales gleich $R_1 - R_2$ ist, so ist der Querschnitt eines Kanals $(R_1 - R_2) \left(\frac{2 R \pi}{i} \sin \alpha - \varepsilon\right)$ und die Summe der Querschnitte aller Kanäle $i (R_1 - R_2) \left(\frac{2 R \pi}{i} \sin \alpha - \varepsilon\right)$. Dieses ist aber nicht der effektive Werth von Ω, denn die Radschaufeln versperren durch ihre Dicke theilweise diese Ausströmungsöffnung. Jede Radschaufel versperrt nämlich durch ihre Dicke ε_1 und radiale Dimension $R_1 - R_2$ die normale Ausströmungsöffnung um $\varepsilon_1 \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} (R_1 - R_2)$ und alle i_1 Radschaufeln um $i_1 \varepsilon_1 \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} (R_1 - R_2)$. Der effektive Werth von Ω ist demnach:

$$\Omega = i (R_1 - R_2) \left(\frac{2 R \pi}{i} \sin \alpha - \varepsilon\right) - i_1 \varepsilon_1 \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} (R_1 - R_2)$$

Berücksichtigt man, dass $R = \frac{1}{2} (R_1 - R_2)$ ist, so kann dieser Werth von Ω geschrieben werden, wie folgt:

$$\Omega = R^2 \left[1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\right] \pi \sin \alpha \left(1 - \frac{i}{2 \pi \sin \alpha} \frac{\varepsilon}{R} - \frac{i_1}{2 \pi \sin \beta} \frac{\varepsilon_1}{R}\right) \quad \ldots \quad (15)$$

Der effektive Werth von Ω_1 ist dagegen:

$$\Omega_1 = i_1 s_1 (R_1 - R_2) \quad \ldots \quad (16)$$

Führt man diese Werthe von Ω und Ω_1 in die 3te der Gleichungen (14) ein und sucht den Werth von s_1, so findet man ohne Schwierigkeit:

$$s_1 = R \left[\frac{2 \pi \sin \alpha}{i_1} - \left(\frac{i}{i_1} \frac{\varepsilon}{R} + \frac{\varepsilon_1}{R} \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}\right)\right] \frac{k}{k_1} \frac{\sin \beta}{\sin (\alpha + \beta)} \quad \ldots \quad (17)$$

Diese Ergebnisse, in Verbindung mit Erfahrungsthatsachen und einigen Gefühlsurtheilen, wollen wir nun zur Aufstellung von Regeln für die Berechnung der wesentlichsten Dimensionen von neu zu konstruirenden Turbinen benützen.

Regeln zur Berechnung der Dimensionen von neu zu erbauenden Jonval'schen Turbinen.

Wenn eine Turbine angeordnet werden soll, müssen von den drei Grössen: 1. Gefälle H, 2. Wassermenge Q, 3. Nutzeffekt der Turbine, zwei derselben bekannt sein. Ueber diese drei Grössen ist Manches zu bemerken, was von praktischer Wichtigkeit ist.

Das Gefälle. Die praktische Zweckmässigkeit einer Turbinenanlage richtet sich wesentlich nach der Grösse des Gefälles. Ist das Gefälle sehr klein, so fällt die zum Betriebe eines Werkes erforderliche Wassermenge gross aus, wird die Kanalanlage sehr gross und erhält die Turbine sehr grosse Dimensionen und einen langsamen Gang, wodurch schwerfällige und kostspielige Transmissionen bedingt werden. Ist das Gefälle sehr gross, so fällt die Wassermenge klein aus, was die Zuleitung desselben erleichtert, allein alle andern Verhältnisse werden dann ungünstig. Das Rad wird sehr klein, die Schaufeln werden stark gekrümmt, die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser die Räder durchströmt, wird so gross, dass es durch die stark gekrümmten Schaufeln nicht mehr sicher geleitet werden kann, daher die Kanäle in aufgelöstem zerrissenen Zustand durchsprüht, demnach nur eine schwache Wirkung hervorbringen kann. Dazu kommt noch, dass die Umdrehungsgeschwindigkeit des Rades übermässig gross ausfällt, was zur Folge hat, dass eine haltbare Zapfeneinrichtung kaum gefunden werden kann, und dass mehrere übermässig rasch laufende Transmissionsräder nothwendig sind, um die in der Regel doch mässige Geschwindigkeit der Arbeitsmaschine zu erreichen. Man sieht hieraus, dass eine praktisch zweckmässige Turbinenanlage weder bei einem sehr kleinen, noch bei einem sehr grossen Gefälle, sondern nur bei einem mässigen Gefälle zu Stande gebracht werden kann. Muss das Werk an einem bestimmten Ort erbaut werden, so muss man sich freilich gefallen lassen, das Gefälle so zu nehmen, wie es an diesem Ort beschaffen ist; hat man aber zwischen mehreren Lokalitäten zu wählen, so wird man derjenigen den Vorzug geben, welche in keiner Hinsicht zu einer Extravaganz Veranlassung gibt. Um in dieser Hinsicht einen Haltpunkt zu gewinnen, habe ich zur Bestimmung der praktisch zweckmässigen Gefälle eine empirische Regel aufzustellen gesucht, und habe gefunden, dass eine Turbinenanlage, welche einen Nutzeffekt von N_a Pferdekräften entwickeln soll, in jeder Hinsicht zweckmässig ausfällt, wenn das Gefälle H annähernd folgender Gleichung entspricht.

$$H = 1 + \frac{N_a}{10} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Diese Gleichung gibt:

Für $N_a =$	4	10	20	40	60	80	Pferde
$H =$	1·4	2·0	3·0	5·0	7·0	9·0	Meter.

Es ist selbstverständlich, dass man sich nicht ängstlich an diese Regel zu halten hat, und dass sie nur in dem Falle zu beachten ist, wenn man zwischen mehreren Lokalitäten zu wählen hat.

Das Güteverhältniss $\frac{N_a}{N_s}$. Wenn es möglich wäre, den sämmtlichen Voraussetzungen, auf welchen die frühere Rechnung basirt war, so wie auch den durch die Rechnung selbst aufgefundenen Bedingungen des absolut besten Effektes zu entsprechen, müsste der Nutzeffekt einer Turbine gleich werden dem absoluten Effekt der Wasserkraft. Allein dies ist niemals und ist insbesondere bei extravaganten Gefällen nie möglich, denn die Störungen könnten nur dann vermieden werden, wenn jedes Wasseratom in einem besonderen Kanalsystem durch die Maschine geführt werden könnte, und zwar ohne Reibung an den Kanalflächen. Der Nutzeffekt fällt daher stets kleiner aus, als der absolute Effekt, und es ist ganz unmöglich, das Verhältniss dieser Effekte mit voller Genauigkeit zu bestimmen, weil die mancherlei zufälligen Störungen nicht in Rechnung gebracht werden können. Zwar werden wir in der Folge eine genauere Berechnung dieses Effektverhältnisses aufstellen; ganz verlässlich wird aber auch diese Berechnung

nicht sein. Für die Bestimmung der Dimensionen einer Turbine ist es genug, dieses Verhältniss annähernd zu kennen und in Rechnung zu bringen, und hierzu dienen die Messungen, welche mit gut ausgeführten *Jonval*'schen Turbinen vorgenommen wurden. Nach diesen Messungen darf man annehmen, dass eine gut ausgeführte Turbine wenigstens 65 Prozent und im günstigsten Fall 75 Prozent von dem absoluten Effekt der Wasserkraft nutzbringend macht. In den meisten Fällen darf man 70 Prozent in Rechnung bringen. Darf man also setzen:

$$\frac{N_n}{N_a} = 0{\cdot}7 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (2)$$

Die Wassermenge Q. Setzen wir in die Formel (2) für N_a seinen Werth $\frac{1000\ Q\ H_,}{75}$ so findet man aus derselben:

$$Q = \frac{75}{700}\frac{N_n}{H} = 0{\cdot}107\ \frac{N_n}{H} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (3)$$

Nun kommt es darauf an, ob der Wasserlauf zu allen Zeiten eine Wassermenge liefert, die so gross ist, als diejenige, welche die Formel (3) verlangt. Dies erfordert vielfältige Wassermessungen zu verschiedenen Jahreszeiten und bei verschiedenen Witterungszuständen. Auch wird es gut sein, darnach zu forschen, ob der Wasserlauf sein Wasser vorzugsweise nur durch Regen oder durch Quellen gewinnt. Ergeben derartige Studien, dass zu allen Zeiten und bei allen Witterungszuständen die Wassermenge des Wasserlaufes so gross ist, als die Formel (3) verlangt, so sind die Umstände für die Anlage eines Turbinenbaues sehr günstig, und man hat dann weiter nichts zu thun, als die Dimensionen der Turbine so zu berechnen, dass sie im gefüllten Zustand die berechnete Wassermenge sicher durchlaufen lassen kann. Bei so günstigen Umständen kann jedoch noch die Frage entstehen, ob die Wassermenge Q für eine einzige Turbine nicht zu gross ist, oder aber es wegen der Beschaffenheit der zu betreibenden Maschine nicht angemessen ist, die ganze Wassermasse auf zwei oder mehrere Turbinen von gleicher oder ungleicher Grösse wirken zu lassen. Diese Fragen sind aber jederzeit aus der Natur der Verhältnisse leicht zu entscheiden, wenn einmal entschieden ist, dass die Wassermenge des Wasserlaufes zu allen Zeiten und bei allen Witterungsverhältnissen für den Gesammtbetrieb des herzustellenden Werkes genügt.

Allein so günstig sind die Verhältnisse nur selten. In den meisten Fällen ist die Wassermenge eines Wasserlaufes sehr veränderlich und ist die Wassermenge bei anhaltend trockener Witterung zum Gesammtbetrieb des zu errichtenden Werkes nicht hinreichend, so dass noch Dampfmaschinen aufgestellt werden müssen, welche die Differenz der zum Betrieb erforderlichen Kraft und der veränderlichen Kraft des Wasserlaufes zu liefern haben. In solchen Fällen muss man entweder zwei oder mehrere Turbinen herstellen und in der Weise einzurichten suchen, dass, so weit es erreichbar ist, eine oder mehrere von den Turbinen durch die vorhandene Wassermasse gefüllt werden können. Variirt z. B. der Wasserzufluss von 1 Kubik-Meter bis 2·5 Kubik-Meter, so wird es angemessen, zwei Turbinen aufzustellen, eine kleinere für 1 Kubik-Meter und eine grössere für 1·5 Kubik-Meter, so dass die erstere beim kleinsten, die zweite beim mittleren und beide zusammen beim grössten Wasserzufluss arbeiten. Oder man kann, wenn die Wassermenge nicht stark veränderlich ist, eine einzige Turbine anlegen und mit Vorrichtungen versehen, wie sie Seite 17 beschrieben worden sind, wodurch wenigstens annähernd ein gefüllter Zustand der Turbine erhalten werden kann. Ist die Wassermenge nicht gross, aber beträchtlich veränderlich, so kann man mit Voll-Turbinen nicht mehr ausreichen und

wird dann gezwungen, Partial-Turbinen oder Tangentialräder in Anwendung zu bringen. Aber bevor man sich zu dieser Wahl entschliesst, wird man immer gut thun, dahin zu streben, den Zweck durch Voll-Turbinen zu erreichen, weil diese doch bessere Leistungen hervorzubringen im Stande sind, als Partial-Turbinen oder Tangentialräder. Ganz sichere Regeln lassen sich über die Anlage von Turbinen für veränderliche Wasserläufe nicht aufstellen, man muss in solchen Fällen verschiedene Annahmen versuchen und diejenige wählen, welche am besten oder einfachsten zum Ziele zu führen verspricht. Wir nehmen bei Aufstellung der folgenden Regeln an, es sei durch sorgfältige Ueberlegungen die Wassermenge bestimmt, welche auf eine bestimmte Turbine wirken soll, und wollen nun die Dimensionen der Maschine für diese Wassermenge zu bestimmen suchen.

Wahl der Winkel α und β. Die Winkel α und β, aber insbesondere der letztere, können innerhalb gewisser Grenzen willkührlich gemacht werden. Der Winkel α muss freilich immer klein, z. B. 16°, 20° bis 24°, genommen werden, weil es sonst nicht möglich ist, bei einem kleinen Werth von γ (welcher Winkel eigentlich = Null sein soll) das geeignete Verhältniss der Querschnitte Ω und Ω_1 hervor zu bringen. Ist die Wassermenge klein und das Gefälle gross, so ist es angemessen, α klein, also etwa 16°, zu nehmen, weil dadurch die Turbine verhältnissmässig gross und die Anzahl ihrer Umdrehungen per 1 Minute nicht zu gross ausfällt. Bei mittleren Umständen, wenn nämlich sowohl das Gefälle als die Wassermenge innerhalb gewisser Grenzen liegt, darf man $\alpha = 24°$ setzen.

Der Winkel β wird gewöhnlich 60 bis 66° angenommen, weil bei dieser Annahme die Schaufeln nicht zu gekrümmt ausfallen, und das Wasser bei seinem Durchgang durch das Rad nicht zu stark abgelenkt zu werden braucht. Nimmt man $\alpha = 24$ und $\beta = 66°$, so wird $\alpha + \beta = 90°$, und dann werden mehrere von den zur Berechnung der Dimensionen dienenden Formeln sehr einfach.

Wahl der Coeffizienten k *und* k_1. Wenn die Bewegung des Wassers durch den Einlauf und durch das Turbinenrad ganz ohne Störung erfolgt, dürfte man jeden dieser Coeffizienten k und k_1 gleich Eins setzen, denn eine merkliche Contraktion findet bei dem Austritt des Wassers aus den Rädern nicht statt. Gewöhnlich wird der untere Theil jeder Fläche des Einlaufrades gerade gemacht, so dass am Einlaufrade gar keine Contraktion stattfindet, und dann darf man $k = 1$ setzen. Dagegen ist es angemessen, $k_1 = 0{\cdot}9$ zu nehmen, theils weil die Kanäle des Turbinenrades nach unten zu etwas convergent gehalten werden, und in der Bewegung des Wassers durch das Turbinenrad stets Störungen stattfinden, die das Wasservolumen zu vergrössern streben.

Geschwindigkeit U. Für die Geschwindigkeit U, mit welcher das Wasser das Einlaufrad verlässt, haben wir Seite 96 die Formel (9), nämlich:

$$U = \sqrt{g\,H\,\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

ausgestellt, und die Vergleichung derselben mit der Erfahrung hat gezeigt, dass dieselbe einer Correktion nicht bedarf; wir können uns daher dieser rein theoretischen Formel zur Berechnung von U bedienen. Für den besonderen Fall, dass $\alpha + \beta = 90°$ genommen wird, ist $\sin(\alpha + \beta) = 1$, $\sin\beta = \cos\alpha$ und dann wird:

$$U = \sqrt{g\,H} = 0{\cdot}707\,\sqrt{2\,g\,H} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

Das Verhältniss $\frac{R_2}{R_1}$. Die Bedingungen des vortheilhaftesten Effektes lassen dieses Verhältniss zwischen dem inneren und dem äusseren Halbmesser des Rades unbestimmt; wir haben es also nur so zu bestimmen, dass dadurch den Voraussetzungen, auf welchen die Theorie beruht, genau oder annähernd entsprochen wird, und dass überhaupt keine unpassenden Construktionsverhältnisse enstehen. Wenn weder Q noch H ungewöhnliche Werthe haben, kann man jederzeit angemessene Construktionsverhältnisse erzielen, wenn man $\frac{R_2}{R_1} = \frac{2}{3}$ nimmt. Ist dagegen die Wassermenge sehr grosss und das Gefälle sehr klein (z. B. nur 1 Meter), so ist es angemessener, $\frac{R_2}{R_1}$ etwas kleiner, und z. B. $\frac{R_2}{R_1} = \frac{3}{5} = 0{\cdot}6$, zu nehmen, in welchem Falle das Rad etwas kleiner und die Anzahl seiner Umdrehungen in der Minute etwas grösser ausfällt. Ist endlich das Gefälle sehr gross und die Wassermenge sehr klein, so ist ein grösseres Verhältniss, z. B. $\frac{R_2}{R_1} = \frac{5}{7}$ oder $\frac{R_2}{R_1} = \frac{3}{4}$, angemessen. Denn wenn H gross und Q klein ist, muss man Alles aufbieten, was dazu beitragen kann, den Turbinenhalbmesser zu vergrössern und die Anzahl der Umdrehungen zu mässigen, und dies ist, wie man sich leicht vorstellen wird, der Fall, wenn $\frac{R_2}{R_1}$ gross genommen wird.

Anzahl der Leitschaufeln i. Durch die Flächen des Einlaufrades soll jedes Wassertheilchen aus dem Zuflussrohr oder Zuflusskanal bis an die Mündung des Leitrades so geleitet werden, dass es die Bewegung jedes andern Wassertheilchens nicht unregelmässig stört und selbst von den andern Wassertheilchen nicht gestört wird, und alle Wassertheilchen sollen nach ganz bestimmten Richtungen aus den Mündungen der Leitkanäle hervortreten.

Eine solche Leitung aller Wassertheilchen kann durch eine endliche Anzahl von Leitschaufeln nie vollkommen geschehen. Die Bahnen der einzelnen Wassertheilchen sind Linien von doppelter Krümmung, denn die Kanäle sind um den inneren cylindrischen Körper des Rades herumgekrümmt und senken sich vertikal herab. Auch können diese Bahnen der einzelnen Wassertheilchen, auch abgesehen von allen Unregelmässigkeiten der Bewegungen, schon wegen der Seite 92 angegebenen Bildungsweise der Radflächen nicht übereinstimmen. Es ist selbstverständlich, dass derlei Leitflächen eine Leitung wie wir sie wünschen nicht hervorzubringen vermögen. Am sichersten werden diejenigen Wassertheilchen geleitet, welche an den Concavitäten der Leitflächen niedergleiten; minder genau die von diesen Flächen entfernter fliessenden Wassermassen. Auch die Horizontalleitung der Wassertheilchen ist nicht für alle gleich gut, denn diese Leitung geschieht nur allein durch die äussere gewöhnlich konisch gestaltete Umhüllungsfläche des Einlaufrades; in horizontalem Sinn werden also die von der Axe des Rades entfernteren Wassertheilchen genauer geleitet, als die der Axe näheren. Würden wir bloss die Leitung zu beachten haben, so wäre eine unendlich grosse Anzahl von Leitflächen, oder wären eigentlich zahllos viele Kanäle, jeder mit ungemein kleinem, vielleicht quadratischem Querschnitt am besten, allein man muss auch die Reibung des Wassers an den Kanalwänden berücksichtigen, und dann erkennt man, dass zwar eine sehr grosse, aber doch nicht übermässig grosse Anzahl von Kanälen die beste Wirkung hervorbringen werden. In der Wirklichkeit werden in der Regel 16 bis 20 Leitflächen angenommen. Zuweilen nicht einmal so viel. Die aus dem Attelier von *Andrae Köchlin* in Mühlhausen hervor-

gehenden Turbinen haben zuweilen gar nur 8 Leitflächen, was aber sicherlich eine zu kleine Anzahl ist.

Anzahl der Radschaufeln i_1. Alles, was im Vorhergehenden hinsichtlich der Leitschaufeln gesagt wurde, gilt in einem noch höheren Grade von den Radschaufeln. Diese haben die Wirkung des Wassers aufzunehmen; es ist daher eine regelmässige Bewegung des Wassers durch die Kanäle des Turbinenrades noch wichtiger, als die Bewegung durch das Leitrad. Dazu kommt noch, dass durch die Bewegung des Rades die das Wasser hinausschleudernde Wirkung der Centrifugalkraft auftritt; es ist daher sehr erklärlich, dass die Construkteurs, indem sie ihrem Gefühle folgten, die Anzahl der Radschaufeln grösser angenommen haben, als die Anzahl der Leitschaufeln. Eine rationelle Regel für die Bestimmung dieser Anzahl aufzustellen, ist selbstverständlich unmöglich; gewöhnlich findet man bei guten Construktionen, die ein befriedigendes Resultat geliefert haben, 24 bis 30 Radschaufeln angewendet, und diese Zahl wird wohl von der absolut zweckmässigsten Anzahl nicht sehr abweichen. Nur bei ganz grossen Turbinen, oder wenn $\frac{R_2}{R_1}$ gross, z. B. $\frac{3}{4}$, genommen wird, dürfte es angemessen sein, $i_1 = 36$ zu nehmen. Für die Leitung des Wassers durch das Turbinenrad würde es gewiss vortheilnaft sein, wenn das Rad mit mehreren concentrischen Wänden versehen würde, welche das Hinausschleudern des Wassers verhinderten, allein leider ist die Verwirklichung dieses Gedankens mit zu grossen construktiven Schwierigkeiten und Kosten verbunden; man muss daher auf eine genauere Leitung des Wassers in horizontalem Sinne verzichten.

Die Metalldicke der Leitfläche. Bei der Turbine von *Fourneyron* können die Radschaufeln sehr dünn gehalten werden, weil sie theils durch ihre Krümmung, theils durch ihre Befestigung mit den beiden ringförmigen Kronen sehr steif werden. Anders ist es bei der Turbine von *Jonval*, bei welcher die Radschaufeln und Leitschaufeln nur innen an den Radkörper befestiget sind, aussen aber in der Regel ganz unverbunden bleiben. Ich stelle die Regel auf, dass

$$s = s_1 = \frac{1}{40} R = 0{\cdot}025\ R \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

genommen werden soll, und füge noch hinzu, dass die Schaufeln von Eisenblech oder von Gusseisen zu machen sind, je nachdem R (der mittlere Halbmesser) kleiner oder grösser als 0·4 Meter ausfällt. Blechschaufeln werden mit ihren inneren Kanten in den Radkörper eingegossen. Schaufeln aus Gusseisen werden mit dem Radkörper aus einem Stück gegossen.

Der äussere Halbmesser des Rades R_1. Setzt man in die erste der Gleichungen (14), Seite 96, den Werth von Ω der Gleichung (15), Seite 97, und sucht hieraus R_1, so findet man:

$$R_1 = \sqrt{\left\{ \frac{Q}{U\ k \left[1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\right] \pi \sin\alpha \left(1 - \frac{i}{2\pi \sin\alpha}\frac{s}{R} - \frac{i_1}{2\pi \sin\beta}\frac{s_1}{R}\right)} \right\}} \quad \ldots \quad (7)$$

Durch die vorangehenden Regeln sind alle in diesem Ausdruck vorkommenden Grössen bestimmt, kann demnach der numerische Werth von R_1 berechnet werden. Abstrahirt man von dem letzten in Klammern eingeschlossenen Faktor des Nenners, so erkennt man, dass R_1 gross ausfällt, wenn Q gross, U und mithin H klein, $\frac{R_2}{R_1}$ gross und α klein ist, dass dagegen R_1 klein wird, wenn Q klein, H gross, $\frac{R_2}{R_1}$ klein und α

gross ist. Damit also das Rad, wenn Q klein und H gross ist, nicht übermässig klein ausfällt, ist es, wie man sieht, angemessen, $\frac{R_2}{R_1}$ gross und und α klein anzunehmen, was mit dem früher Ausgesprochenen übereinstimmt. In gewöhnlichen Fällen, wenn Q und H weder sehr gross noch sehr klein sind, kann man die mittleren Werthe $\alpha = 24$, $\beta = 66°$, $k = 1$, $k_1 = 0{\cdot}9$, $\frac{R_2}{R_1} = \frac{2}{3}$, $i = 16$, $i_1 = 24$, $\varepsilon = \varepsilon_1 = \frac{1}{40}$ R in Rechnung bringen, und dann findet man aus 7:

$$R_1 = 1{\cdot}380 \sqrt{\frac{Q}{U}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Mittlere Weite der Mündungen des Leitkanals s. Die Berechnung dieser Weite ist zwar nicht von besonderer praktischer Wichtigkeit, indem sie sich durch die graphische Darstellung des mittleren Schnittes von selbst ergibt, allein gleichwohl wollen wir sie zur Vollständigkeit der Regeln berechnen. Nach Seite 97 ist diese Weite

$$s = R\left(\frac{2\,\pi \sin\alpha}{l} - \frac{\varepsilon}{R}\right) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Mittlere Weite der Mündungen der Radkanäle s_1. Diese Dimension ist von Wichtigkeit, und muss so bestimmt werden, dass die Wassermenge Q durchfliessen kann, dass aber doch kein freier Raum entsteht, in welchem das Wasser versprühen könnte. Diese Weite ist bereits Seite 97 durch Gleichung (17) bestimmt worden und ist:

$$s_1 = R\left[\frac{2\,\pi \sin\alpha}{l_1} - \left(\frac{l}{l_1}\frac{\varepsilon}{R} + \frac{\varepsilon_1}{R}\frac{\sin\alpha}{\sin\beta}\right)\right]\frac{k}{k_1}\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)} \quad \ldots\ldots \quad (10)$$

Vortheilhafteste Geschwindigkeit eines Punktes in der Entfernung $R = \frac{R_1 + R_2}{2}$ *von der Axe.* Für diese Geschwindigkeit haben wir Seite 96, Formel (10) einen Ausdruck gefunden. Eine Vergleichung mit der Erfahrung hat jedoch gezeigt, dass diese Formel zu grosse Werthe gibt, was wohl nicht befremden wird, wenn man bedenkt, dass die früher aufgestellte Theorie auf idealen Voraussetzungen beruht, die in der Wirklichkeit nur annähernd realisirt sein können.

Man findet mit den Thatsachen übereinstimmende Werthe, wenn man jenen theoretischen Ausdruck mit 0·774 multiplizirt. Wir stellen daher die Formel auf:

$$v = 0{\cdot}774 \sqrt{g\,H\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta\,\cos\alpha}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (11)$$

Vortheilhofteste Anzahl der Umdrehungen des Rades per 1 Minute. Nachdem einmal v und R bestimmt ist, ergibt sich die vortheilhafteste Anzahl n der Umdrehungen des Rades per 1 Minute durch eine theoretische Formel:

$$n = 0{\cdot}548\,\frac{v}{R}$$

Höhe des Turbinenrades. Diese Dimension kommt in den aufgefundenen Bedingungen des vortheilhaftesten Effektes nicht vor; dieselbe ist also nur in so fern zu beachten, als sie zur Verwirklichung der Voraussetzungen, auf welchen jene Rechnung beruht, bei-

tragen kann. In dieser Hinsicht ist zu sorgen, dass hinsichtlich der Horizontalablenkung des Wassers durch die Schaufeln eine kleine Radhöhe, hinsichtlich der Vertikalablenkung dagegen eine grosse Radhöhe vortheilhaft ist, denn bei einer kleinen Radhöhe müssen die Schaufeln im vertikalen Sinn eine starke Krümmung erhalten, es fällt dagegen der Horizontalabstand der unteren Schaufelkante von der oberen klein aus. Das Umgekehrte findet statt bei einer grossen Radhöhe. Welches die vortheilhafteste Radhöhe ist, kann durch Rechnung nicht bestimmt werden. Gefühl und Erfahrung sprechen dafür, die Höhe des Einlaufrades 0·6 R und die Höhe des Turbinenrades gleich 0·5 R zu nehmen.

Abstand des Turbinenrades vom Einlaufrad. Für die Ueberleitung des Wassers aus dem Einlaufrad in das Turbinenrad ist es selbstverständlich vortheilhaft, wenn dieselben sehr nahe übereinander gelegt werden; allein die Vorsicht erfordert doch, dass zwischen den Rädern ein kleiner Spielraum gelassen werde, damit bei einer kleinen vielleicht zufälligen Senkung des Einlaufrades oder Hebung des Turbinenrades die oberen Kanten der Schaufeln des letzteren mit den unteren Kanten der Schaufeln des ersteren zusammentreffen. Ich stelle die Regel auf, dass dieser Abstand der Räder gleich $\frac{R}{50}$ genommen werden solle.

Höhe der Ausflussöffnung aus dem Cylindermantel. Am unteren Ende des Cylindermantels wird zwar nicht immer, aber doch meistens ein Schützen angebracht, durch welchen die untere Ausflussöffnung grösser oder kleiner gemacht und auch ganz geschlossen werden kann. Durch diesen Schützen ist es allerdings möglich, zu bewirken, dass eine grössere oder kleinere Wassermenge durch das Rad geht, allein eine solche Regulirung des Wasserdurchflusses ist eine ganz fehlerhafte, weil das Güteverhältniss $\frac{N_n}{N_a}$ des Rades nothwendig sehr stark abnimmt, wenn die Ausflussöffnung verengt wird. Denn wenn z. B. bei ganz geöffnetem Schützen eine Wassermenge Q durch das Rad geht und auch unten ausfliesst, so wird unmittelbar unter dem Rade zwischen den Wassertheilchen eine gewisse Pressung Ω_1 statt finden. Will man aber bewirken, dass die halbe Wassermenge $\frac{1}{2}$ Q durch das Rad geht und unten ausfliesst, so muss die Ausflussöffnung durch den Schützen so verkleinert werden, dass die Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser durch das Rad fliesst, halb so gross ist, als sie bei ganz geöffnetem Schützen war. Allein wenn die halbe Wassermasse mit halber Geschwindigkeit durch das Rad fliesst, wird nothwendig die Nutzwirkung nur den achten Theil derjenigen betragen, die die ganze Masse mit ganzer Geschwindigkeit hervorgebracht hat. Der Nutzeffekt ist demnach dem Kubus der Wassermenge proportional, die man durch die Schützenstellung auf das Rad wirken lässt, während bei einer absolut richtigen Regulirung der Nutzeffekt einfach der Wassermenge proportional bleiben sollte. Die später folgenden genaueren Berechnungen werden diese Verwerfung des Schützen als Regulator noch schärfer begründen. Der wirkliche Nutzen, den dieser Schützen gewährt, besteht nur darin, dass man mit demselben schnell abstellen und eine regelmässige Ingangsetzung der Turbine bewirken kann.

Damit nun im regelmässigen Gang der Turbine unterhalb dem Rade eine die Wirkung der Turbine schwächende Pressung nicht eintreten kann, muss der Schützen stets ganz aufgezogen werden und muss dann die Oeffnung so gross sein, dass das Wasser leicht und mit mässiger Geschwindigkeit ausströmen kann. Dies ist der Fall, wenn der Querschnitt dieser Oeffnung gleich ist dem Querschnitt des Cylinders, durch welchen das Wasser von der Turbine an niederfliesst. Nennen wir h_s die Höhe dieser Schützenöffnung, so hat man zur Bestimmung derselben

a. wenn die Ausströmung ringsum stattfindet:

$$2\,R_1\,\pi\,h_2 = R_1^2\,\pi$$

$$h_2 = \frac{R_1}{2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (12)$$

b. wenn die Ausströmung einseitig auf einer Breite $2\,R_1$ stattfindet:

$$2\,R_1\,h_2 = R_1^2\,\pi$$

$$h_2 = \frac{\pi}{2}\,R_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (13)$$

Breite des Abflusskanales. Für das leichte Wegfliessen des Wassers ist es vortheilhaft, wenn der Abflusskanal an der Stelle, wo die Turbine aufgestellt wird, breit ist, so dass sich das ausströmende Wasser nicht leicht an die Wände stösst. Für die solide Herstellung der Brücke, welche die Wasserkammer zu tragen hat, ist dagegen eine geringere Kanalbreite zweckmässig. Angemessen in der einen wie in der anderen Hinsicht ist es, die Kanalbreite nicht kleiner als $4\,R_1$ zu machen.

Nach diesen Regeln sind alle Turbinen, für welche $\alpha\ \beta$, $k\ k_1$, $\frac{R_2}{R_1}$, $i\ i_1$, $\varepsilon\ \varepsilon_1$ bestimmte Werthe haben, geometrisch-ähnliche Gebilde, denn alle Dimensionen ohne Ausnahme sind dann dem Halbmesser R_1 oder R_2 proportional.

Krümmung der Leitschaufeln und der Radflächen. Die aufgefundenen Bedingungsgleichungen des vortheilhaftesten Effektes sind von der Gestalt der Leitflächen und Radflächen ganz unabhängig, weil wir vorausgesetzt haben, dass sich die Wassertheilchen in ihrer Bewegung durch das Rad nicht stören; allein es ist eben die Frage, wie diese Flächen gestaltet sein müssen, damit keinerlei Störungen eintreten können, und diese Frage kann auf analytischem Wege nicht beantwortet werden; es bleibt daher kein anderer Ausweg übrig, als die Bestimmung dieser Form nach dem Gefühle vorzunehmen. Gewöhnlich werden stetige Linien gewählt, die oben stärker, nach unten zu schwächer gekrümmt sind. Dies scheint auch der Natur der Sache angemessen zu sein, weil das Wasser oben, wo es eine geringere Geschwindigkeit besitzt, leichter einer stärkeren Krümmung folgt, als weiter unten, wo die Geschwindigkeit grösser ist. Eine Anleitung zur praktischen Verzeichnung der Räder findet man in den Resultaten Seite 171, vierte Auflage.

Allgemeine Theorie von Jonval.

Wir gehen nun zur allgemeinen Theorie der Turbine von *Jonval* über. Dabei setzen wir einen gleichförmigen Beharrungszustand der Bewegung voraus, nehmen ferner an, dass alle Wassertheilchen bei ihrer Bewegung durch die Maschine identische Veränderungen erleiden, bringen jedoch die durch Reibungen, plötzliche Geschwindigkeitsänderungen und sonstige Störungen entstehenden Kraftverluste in Rechnung.

Die Bezeichnung der Grössen, welche in der Rechnung erscheinen, ist bereits Seite 93 zusammengestellt worden. Wir legen der Rechnung eine geschlossene Turbine zu Grunde, und nehmen an, dass sowohl das Zuleitungsrohr als auch das untere Abflussrohr mit einem Schützen oder einer Klappe versehen sei.

Da sowohl die Aufstellung der Grundgleichungen als auch deren analytische Verarbeitung auf ähnliche Weise geschieht, wie bei der Turbine von *Fourneyron*, so wird möglichste Kürze erlaubt sein.

Die Bedingungen, welche ausdrücken, dass durch alle Querschnitte einerlei Wassermenge fliesst, sind:

$$Q = O\,C = \omega\,c\,\varkappa = \Omega\,U\,k = \Omega_2\,u_2 = \Omega_1\,u_1\,k_1 = O_1\,C_1 = \omega_1\,\varkappa_1\,c_1 \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Hieraus findet man, wenn man alle Geschwindigkeiten durch u_1 ausdrückt:

$$\left.\begin{aligned} C &= \frac{\Omega_1\,k_1}{O}\,u_1, & c &= \frac{\Omega_1\,k_1}{\omega\,\varkappa}\,u_1, & U &= \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\,k}\,u_1 \\ u_2 &= \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_2}\,u_1, & C_1 &= \frac{\Omega_1\,k_1}{O_1}\,u_1, & c_1 &= \frac{\Omega_1\,k_1}{\omega_1\,\varkappa_1}\,u_1 \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Nach dem Prinzipe von *Carnot* ist:

a. der Verlust an lebendiger Kraft, welcher bei dem Uebertritt des Wassers aus dem Querschnitt $\omega\,\varkappa$ in den Querschnitt O entsteht:

$$\frac{\varrho\,Q}{2\,g}\left[c - C\right]^2$$

Dieser Ausdruck wird mit Berücksichtigung von (2):

$$\frac{\varrho\,Q}{2\,g}\left[\frac{\Omega_1\,k_1}{\omega\,\varkappa} - \frac{\Omega_1\,k_1}{O}\right]^2 u_1^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

b. Der Verlust an lebendiger Kraft, welcher bei dem Uebertritt aus dem Leitrad in das Turbinenrad entsteht:

$$\frac{\varrho\,Q}{2\,g}\left[(U\cos\alpha - v + u_2\cos\beta)^2 + (U\sin\alpha - u_2\sin\beta)^2\right]$$

oder wegen (2):

$$\frac{\varrho\,Q}{2\,g}\left[(m\,u_1 - v)^2 + n^2\,u_1^2\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

wobei zur Abkürzung gesetzt wurde:

$$\left.\begin{aligned} m &= \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\,k}\cos\alpha + \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_2}\cos\beta \\ n &= \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega\,k}\sin\alpha - \frac{\Omega_1\,k_1}{\Omega_2}\sin\beta \end{aligned}\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

c. Der Verlust an lebendiger Kraft, welcher bei dem Austritt des Wassers aus dem Rade entsteht:

$$\frac{\varrho\,Q}{2\,g}\left\{(v - u_1\cos\gamma)^2 + (u_1\sin\gamma - C_1)^2\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

oder wenn man für C_1 aus (2) seinen Werth setzt:

$$\frac{\varrho\,Q}{2\,g}\left\{(v - u_1\cos\gamma)^2 + \left(\sin\gamma - \frac{\Omega_1\,k_1}{O_1}\right)^2 u_1^2\right\} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Nun sind ferner die Verluste, welche durch die Reibungen im Zufluss- und Abflussrohr entstehen:

$$\varrho\, Q\, \zeta\, C^2 \text{ und } \varrho\, Q\, \zeta_1\, C_1^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Endlich die Verluste durch die Reibung des Wassers an den Radschaufeln und durch Unregelmässigkeit in der Bewegung des Wassers im Rade:

$$\varrho\, Q\, \lambda\, \frac{f}{\Omega_1}\, u_1^2 \qquad \varrho\, Q\, \mu\, u_1^2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Dies vorausgesetzt, können wir nun folgende Gleichungen aufstellen.
Die Gleichung für den Austritt des Wassers aus der Oeffnung ist:

$$\frac{U^2}{2g} = H - h_2 - z + \frac{\mathfrak{P}}{\varrho} - \frac{\Omega}{\varrho} - \zeta\, C^2 - \left(\frac{\Omega_1\, k_1}{\omega\, \varkappa} - \frac{\Omega_1\, k_1}{O}\right)^2 \frac{u_1^2}{2g} \quad \ldots\ldots \quad (10)$$

Die Gleichung der relativen Bewegung des Wassers durch das Rad ist:

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{1}{2g}(U^2 + v^2 - 2\, U\, v \cos\alpha) + \frac{\Omega}{\varrho} + z - \lambda\, \frac{f}{\Omega_1}\, u_1^2 - \mu\, u_1^2 - \frac{\Omega_1}{\varrho} - \frac{1}{2g}\left[(m\, u_1 - v)^2 + n^2\, u_1^2\right] \quad (11)$$

Die Gleichung für den Austritt des Wassers aus der Oeffnung $\omega_1\, \varkappa_1$ ist:

$$\frac{c_1^2}{2g} = \frac{1}{2g}(u_1^2 + v^2 - 2\, u_1\, v_1 \cos\gamma) + \frac{\Omega_1}{\varrho} + h_2 - \frac{\mathfrak{P}}{\varrho} - \frac{1}{2g}\left[(v - u_1 \cos\gamma)^2 + (u_1 \sin\gamma - C_1)^2\right] - \zeta_1\, C_1^2 \quad (12)$$

Endlich ist die Gleichung für den Nutzeffekt:

$$\left.\begin{aligned} E = \varrho Q H - \frac{\varrho Q}{2g}\left[\frac{\Omega_1\, k_1}{\omega\, \varkappa} - \frac{\Omega_1\, k_1}{O}\right]^2 u_1^2 - \frac{\varrho Q}{2g}\left[(m\, u_1 - v)^2 + n^2\, u_1^2)\right] \\ - \frac{\varrho Q}{2g}\left\{(v_1 - u_1 \cos\gamma)^2 + (u_1 \sin\gamma - C_1)^2\right\} - \frac{Q\varrho}{2g} c_1^2 - Q\varrho\left[\lambda\, \frac{f}{\Omega_1}\, u_1^2 + \mu\, u_1^2 + \zeta\, C^2 + \zeta_1\, C_1^2\right] \end{aligned}\right\} \quad (13)$$

Diese vier Gleichungen (10 bis 13) in Verbindung mit (2) und (5) führen zur Lösung unseres Problems.

Addirt man die drei Gleichungen (10), (11), (12), so heben sich verschiedene Glieder auf und ergibt sich folgende Gleichung:

$$\left.\begin{aligned} \frac{U^2}{2g} + \frac{u_1^2}{2g} + \frac{c_1^2}{2g} = H - \zeta\, C^2 - \zeta_1\, C_1^2 - \lambda\, \frac{f}{\Omega_1}\, u_1^2 - \mu\, u_1^2 - \frac{u_1^2}{2g}\left(\frac{\Omega_1\, k_1}{\omega\, \varkappa} - \frac{\Omega_1\, k_1}{O}\right)^2 \\ + \frac{1}{2g}(U^2 + v^2 - 2\, U\, v \cos\alpha) \\ - \frac{1}{2g}\left[(m\, u_1 - v)^2 + n^2\, u_1^2\right] \\ + \frac{1}{2g}(u_1^2 + v^2 - 2\, u_1\, v \cos\gamma) \\ - \frac{1}{2g}\left[(v - u_1 \cos\gamma)^2 + (u_1 \sin\gamma - C_1)^2\right] \end{aligned}\right\} \quad (14)$$

Wird diese Gleichung in ganz gewöhnlicher Weise weiter reduzirt, indem man die Glieder, welche u_1^2 und u_1 enthalten, zusammenfasst, und für C und C_1 ihren Werth durch u_1 ausdrückt, so findet man:

$$\left.\begin{aligned}&\frac{u_1^2}{2g}\left\{1+m^2+n^2+\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1 k_1}\right)^2+\left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2+\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega k}-\frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2-2\sin\gamma\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}+\right.\\&\left.+2g\left[\lambda\frac{f}{\Omega_1}+\mu+\zeta\left(\frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2+\zeta_1\left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2\right]\right\}+\frac{2u_1 v}{2g}\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\cos\alpha-m\right)=H\end{aligned}\right\}\quad(15)$$

Wegen des ersten der Ausdrücke (5) ist aber:

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\cos\alpha - m = -\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\cos\beta$$

daher wird:

$$\left.\begin{aligned}&\frac{u_1^2}{2g}\left\{1+m^2+n^2+\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1 x_1}\right)^2+\left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2+\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega k}-\frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2-2\sin\gamma\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}+\right.\\&\left.+2g\left(\lambda\frac{f}{\Omega_1}+\mu+\zeta\left(\frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2+\zeta_1\left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2\right]\right\}-\frac{2u_1 v}{2g}\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\cos\beta=H\end{aligned}\right\}\quad(16)$$

Diese Gleichung gibt durch Auflösung u_1 als eine Funktion von der Geschwindigkeit des Rades und dessen Dimensionen. Wir wollen diese Auflösung für den Augenblick noch unterlassen und dem Ausdruck (13) für den Effekt eine andere Form geben.

Aus dem Ausdruck (14) folgt:

$$\zeta C^2+\zeta_1 C_1^2+\lambda\frac{f}{\Omega_1}u_1^2+\mu u_1^2+\frac{u_1^2}{2g}\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega x}-\frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2+\frac{1}{2g}\left[(m u_1 - v)^2+n^2 u_1^2\right]$$

$$+\frac{1}{2g}\left[(v-u_1\cos\gamma)^2+(u_1\sin\gamma-C_1)^2\right]=H+\frac{1}{2g}(U^2+v^2-2Uv\cos\alpha)$$

$$+\frac{1}{2g}(u_1^2+v^2-2u_1 v\cos\gamma)-\frac{U^2}{2g}-\frac{u_1^2}{2g}-\frac{c_1^2}{2g}$$

und wenn man dieses Resultat in (13) einführt, folgt:

$$E_n=\varrho Q H-\varrho Q\left[H+\frac{1}{2g}(U^2+v^2-2Uv\cos\alpha)+\frac{1}{2g}(u_1^2+v^2-2u_1 v\cos\gamma)-\frac{U^2}{2g}-\frac{u_1^2}{2g}\right]$$

oder

$$E_n=-\frac{\varrho Q}{2g}2v^2\left[1-\left(\frac{U}{v}\cos\alpha+\frac{u_1}{v}\cos\gamma\right)\right]$$

oder

$$E_n=-\frac{\varrho Q}{2g}2v^2\left[1-\frac{u_1}{v}\left(\frac{U}{u_1}\cos\alpha+\cos\gamma\right)\right]$$

oder endlich weil $\frac{U}{u_1}=\frac{\Omega k_1}{\Omega k}$ ist:

$$\frac{E_n}{\varrho Q H}=-2\frac{v^2}{2gH}\left[1-\frac{u_1}{v}\left(\frac{\Omega k_1}{\Omega k}\cos\alpha+\cos\gamma\right)\right]\quad(17)$$

Setzt man zur Abkürzung:

$$\left.\begin{aligned}
\frac{1}{M^2} &= 1 + m^2 + n^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1 x_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega x} - \frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2 - 2 \sin\gamma \frac{\Omega_1 k_1}{O_1} \\
&\quad + 2g\left[\lambda \frac{f}{\Omega_1} + \mu + \zeta\left(\frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2 + \zeta_1\left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2\right] \\
A &= 1 - M^2\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\cos\alpha + \cos\gamma\right)\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\cos\beta \\
B &= M\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\cos\alpha + \cos\gamma\right) \\
C &= M^2\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\right)^2\cos^2\beta \\
D &= M^2\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2}\right)\cos\beta \\
x &= \frac{v^2}{2gH}
\end{aligned}\right\} \quad . . \quad (18)$$

so folgt aus den Ausdrücken (15) und (17):

$$\frac{u_1}{v} = D + M\sqrt{C + \frac{1}{x}} \quad . . . . . (19)$$

$$\frac{E_a}{\varrho Q H} = -2Ax + 2B\sqrt{Cx^2 + x} \quad . . . . . (20)$$

Nachdem einmal u_1 berechnet ist, ergeben sich alle übrigen Geschwindigkeiten vermittelst der Ausdrücke (2). Für unsere Zwecke genügt es aber, den Werth von U zu kennen, und dieser wird nun vermöge (2) und (19).

$$\frac{U}{\sqrt{2gH}} = \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\left(D\sqrt{x} + M\sqrt{Cx + 1}\right) \quad . . . . . (21)$$

Hat man einmal vermittelst (19) und (21) u_1 und U berechnet, so erhält man vermittelst der Ausdrücke (10) und (12) für $\mathfrak{Q}$ und $\mathfrak{Q}_1$ folgende Werthe:

$$\frac{\mathfrak{Q}}{\varrho} = \frac{\mathfrak{A}}{\varrho} + H - h_2 - z - \zeta C^2 - \frac{u_1^2}{2g}\left[\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega k} - \frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2\right] \quad . . . (22)$$

$$\frac{\mathfrak{Q}_1}{\varrho} = \frac{\mathfrak{A}}{\varrho} - h_2 + \zeta_1 C_1^2 + \frac{u_1^2}{2g}\left[\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1 x_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2 - 2\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\sin\gamma\right] \quad . . . (23)$$

Dieser Werth von $\frac{\mathfrak{Q}_1}{\varrho}$ verschwindet, wenn

$$h_2 = \frac{\mathfrak{A}}{\varrho} + \zeta_1 C_1^2 + \frac{u_1^2}{2g}\left[\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1 x_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2 - 2\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\sin\gamma\right] \quad . . . . (24)$$

und dies ist die grösste Höhe, in welcher sich die untere Ebene des Rades über dem Spiegel des Unterwassers befinden darf, damit ein Zerreissen der Wassermasse nicht eintritt.

Die Gleichung (20) zeigt, dass es zwei Geschwindigkeiten v gibt, bei welchen der Effekt verschwindet.

Dies findet nämlich statt, wenn entweder $x = o$ ist, d. h. wenn das Rad ruht oder wenn x denjenigen Werth x_0 annimmt, für welchen:

$$-2A + 2B\sqrt{C + \frac{1}{x_0}} = o$$

wird. Hieraus folgt:

$$x_0 = \frac{1}{\left(\frac{A}{B}\right)^2 - C} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (25)$$

Dieser Werth von x_0 entspricht offenbar derjenigen Geschwindigkeit, mit welcher sich eine Turbine bewegt, wenn sie keinen Widerstand überwindet, oder wenn sie, ohne zu arbeiten, vom Wasser durchströmt wird.

Zwischen $x = o$ und $x = x_0$ liegt ein gewisser Werth, für welchen $\frac{\varepsilon_a}{\varrho Q H}$ ein Maximum wird.

Man findet diesen Werth, wenn man den Differenzialquotienten des Ausdruckes (20) gleich Null setzt und daraus x sucht. Bezeichnet man diesen Werth von x durch $(x)_{max\,r}$, so findet man:

$$(x)_{max\,r} = \frac{1}{2C}\left[-1 + \frac{1}{\sqrt{1 - C\left(\frac{B}{A}\right)^2}}\right] \quad \ldots\ldots\ldots \quad (26)$$

Setzt man diesen Werth von x in die Ausdrücke (20) und (21), so findet man:

$$\left(\frac{E_a}{\varrho Q H}\right)_{max\,r} = \frac{A}{C}\left\{1 - \sqrt{1 - \left(\frac{B}{A}\right)^2 C}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (27)$$

Wir wollen nun ferner sehen, wie die Bewegung des Wassers und die Wirkung desselben auf das Rad ausfallen, wenn das Wasser ohne Stoss aus dem Leitrad in das Turbinenrad übertritt und das letztere ohne Geschwindigkeit verlässt. In diesem Falle müssen die Ausdrücke (4) und (6) verschwinden, muss demnach sein:

$$n = o, \quad m\,u_1 = v, \quad \gamma = o, \quad u_1 = v, \quad C_1 = o$$

oder auch:

$$n = o, \quad m = 1, \quad u_1 = v, \quad C_1 = o, \quad \gamma = o \quad \ldots\ldots \quad (28)$$

Mit Berücksichtigung dieser Werthe geben die Gleichungen (5):

$$\left.\begin{aligned} \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} &= \frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)} \\ \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} &= \frac{\sin\alpha}{\sin(\alpha+\beta)} \\ \frac{\Omega_2}{\Omega k} &= \frac{\sin\beta}{\sin\alpha} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (29)$$

Vermöge (28) und (29) findet man aus (15):

$$\frac{\sqrt{2gH}}{v} = \sqrt{\left\{\begin{array}{c} \frac{2\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\alpha+\beta)} + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1 k_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega k} - \frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2 + \\ + 2g\left[\lambda\frac{f}{\Omega_1} + \mu + \zeta\left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2 + \zeta_1\left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2\right] \end{array}\right\}} \quad . \quad (30)$$

Folgt nun aus (1), (29), (30):

$$\frac{\sqrt{2gH}}{U} = \sqrt{\left\{\begin{array}{c} \frac{2\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta} + \frac{\sin^2(\alpha+\beta)}{\sin^2\beta}\left\{\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1 k_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega k} - \frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2 + \right. \\ \left. + 2g\left[\lambda\frac{f}{\Omega_1} + \mu + \zeta\left(\frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2 + \zeta_1\left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2\right]\right\} \end{array}\right\}} \quad (31)$$

ergibt sich endlich aus (17):

$$E_n = \frac{\varrho Q}{g}\frac{\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\alpha+\beta)}v^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (32)$$

oder weil $v = u = \frac{Q}{\Omega_1 k_1}$ ist:

$$E_n = \frac{\varrho}{g}\frac{1}{\Omega_1^2 k_1^2}\frac{\sin\beta\cos\alpha}{\sin(\alpha+\beta)}Q^2 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (33)$$

Auch folgt aus (30) und (32):

$$\frac{\varrho Q H}{E_n} = \left\{\begin{array}{c} 1 + \frac{1}{2}\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta\cos\alpha}\left\{\left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega_1 k_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2 + \left(\frac{\Omega_1 k_1}{\omega k} - \frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2 + \right. \\ \left. 2g\left[\lambda\frac{f}{\Omega_1} + \mu + \zeta\left(\frac{\Omega_1 k_1}{O}\right)^2 + \zeta_1\left(\frac{\Omega_1 k_1}{O_1}\right)^2\right]\right\} \end{array}\right\} \quad . \quad (34)$$

Aus dieser Gleichung erkennt man deutlich den Einfluss der Reibungen und Störungen auf den Effekt.

Die Gleichung (33) zeigt, dass der Effekt dem Kubus der in einer Sekunde auf das Rad wirkenden Wassermenge proportional ist. Verkleinert man daher vermittelst des Schützens die untere Ausflussöffnung in dem Grade, dass die durchströmende Wassermenge auf die Hälfte reduzirt wird, so wird der Nutzeffekt des Rades achtmal so klein, wodurch also nachgewiesen ist, dass dieser Schützen zur Regulirung nicht gebraucht werden kann.

Vergleichung der Turbinen von Fourneyron und Jonval.

Wenn wir die Turbine von *Fourneyron* und von *Jonval* nach den Ergebnissen unserer Rechnungen beurtheilen, so sind dieselben als Kraftaufsammlungsapparate ganz gleichwerthig. Denn die Bedingungsgleichungen der vortheilhaftesten Effektleistung stimmen vollkommen überein, und sind für beide Turbinen realisirbar. Wenn also in der Leistungsfähigkeit dieser Turbinen ein Unterschied besteht, so kann dieser nur darin begründet sein, dass die Voraussetzungen, auf welchen die Theorien beruhen, bei einer

von den beiden Turbinen vollkommener erfüllt werden können, als bei der anderen. In der That bestehen in dieser Hinsicht kleine Verschiedenheiten, die theilweise der einen, theilweise der anderen Anordnung günstiger sind.

Die Zuleitung des Wassers aus dem Zuflusskanal bis an die Mündungen des Leitrades erfolgt bei der Turbine von *Fourneyron* mit mehrfachen, ziemlich gewaltsamen Ablenkungen, erfolgt dagegen bei den Turbinen von *Jonval* sehr ungezwungen. Bei den ersteren dieser Turbinen muss nämlich das Wasser zuerst aus der horizontalen Richtung im Kanal in die vertikale Richtung im Zuleitungscylinder, sodann nach horizontal radialer Richtung nach aussen und endlich in die beinahe tangentiale Richtung der Leitschaufelenden gebracht werden, während bei der Turbine von *Jonval* nur die Ablenkung aus der vertikalen Richtung im Zuleitungscylinder in die nahe horizontale Richtung der Leitschaufelenden vorkommt.

Der Uebertritt des Wassers aus dem Leitrad in das Laufrad geschieht bei der Turbine von *Fourneyron* nicht so gut, als bei der Turbine von *Jonval*; denn bei der ersteren dieser Anordnungen tritt das Wasser in einzelnen, durch leere keilförmige Räume getrennten convergirenden Strahlen aus, während bei der Turbine von *Jonval* die Wasser-Enden jedes einzelnen Wasserstrahles parallel sein können, und schädliche Räume beinahe nicht vorhanden sind.

Die Bewegung des Wassers durch das Laufrad erfolgt bei der Turbine von *Fourneyron* mit grösserer Regelmässigkeit als bei der Turbine von *Jonval*, denn bei der ersten von diesen Anordnungen wird das Wasser nur in horizontalem Sinn abgelenkt, und kann die Centrifugalkraft nicht die geringste Störung verursachen, während bei der Turbine von *Jonval* die Bewegung des Wassers durch das Rad sehr komplizirt ist, eine horizontale und eine vertikale Ablenkung stattfindet, und die Centrifugalkraft ein unregelmässiges Hinausschleudern der inneren Wassermassen gegen die äusseren zur Folge hat.

Der Austritt des Wassers erfolgt bei der Turbine von *Fourneyron* ganz ungezwungen nach dem Abflusskanal, wird dagegen bei der Turbine von *Jonval* durch das in der Regel vorhandene Abflussrohr und den unteren Schützen erschwert.

Bei veränderlichem Wasserzufluss sind beide Anordnungen in gleichem Maasse mangelhaft. Eine Schützenvorrichtung, die bei veränderlichem Wasserzufluss ein unveränderliches Güteverhältniss zu bewirken im Stande wäre, gibt es weder für die Turbine von *Fourneyron*, noch für die Turbine von *Jonval*. Diese allen Turbinen zukommende schwache Seite wird wohl niemals beseitigt werden können.

Was die Aufstellung und Bedienung anbelangt, so ist die Turbine von *Jonval* vortrefflich, dagegen die Turbine von *Fourneyron* (die umgekehrte Aufstellung ausgenommen) äusserst ungünstig, und hierin liegt der Hauptgrund, wesshalb die Turbine von *Jonval* gesiegt und die andere Anordnung fast gänzlich verdrängt hat, denn die im Vorhergehenden angedeuteten Differenzen in dem Verhalten der beiden Anordnungen sind so unbedeutend, dass es nach denselben ganz unmöglich ist, der einen oder der anderen Anordnung den Vorzug zu geben, und die zahlreichen Versuche, welche mit älteren und neueren Turbinen angestellt wurden, haben gleichfalls einen erheblichen Unterschied nicht nachzuweisen vermocht.

Theorie der Zwillings-Turbinen.

Wir haben Seite 16 mehrere Anordnungen kennen gelernt, die ich Zwillings-Turbinen genannt habe. Die einfachste derselben ist Fig. 1, Tafel 7 abgebildet. Sie besteht aus zwei ganz congruent gebildeten an einer und derselben Axe befindlichen *Jonval*'schen Turbinen, die sich in dem Rohr befinden, durch welches das Wasser aus dem Zuflusskanal nach dem Abflusskanal niederfliesst. Obgleich auch diese einfachste Anordnung für eine Ausführung zu komplizirt und daher von keinem praktischen Werth ist, so ist doch ihre Theorie von einigem Interesse und wir wollen sie daher entwickeln. Dabei werden wir aber von den Reibungswiderständen und Störungen abstrahiren, und uns darauf beschränken, die Bedingungen der besten Effektleistung aufzusuchen.

Wir nennen

H_1 die Tiefe der unteren Ebene des oberen Einlaufrades unter dem Wasserspiegel im Zuflusskanal;

h_1 die Höhe des oberen Turbinenrades;

H_2 die Tiefe der unteren Ebene des unteren Einlaufrades unter der unteren Ebene des oberen Turbinenrades;

h_2 die Höhe des unteren Turbinenrades;

H_3 die Höhe der unteren Ebene des unteren Turbinenrades über dem Spiegel des Unterwassers;

$H = H_1 + h_1 + H_2 + h_2 + H_3$ das totale Gefälle;

$\mathfrak{P}\ \mathfrak{P}_1\ \Omega\ \Omega_1$ die Pressungen auf 1 Quadrat-Meter zwischen den Wasserth eilchen. $\mathfrak{P}$ in der Ebene zwischen dem Einlauf- und dem Turbinenrad der oberen Turbine. Ω in der Ebene zwischen dem Einlaufrad und dem Turbinenrad der unteren Turbine. $\mathfrak{P}_1$ in der Ebene unmittelbar unter dem oberen Turbinenrad; Ω_1 in der Ebene unmittelbar unter dem unteren Turbinenrad.

Im Uebrigen lassen wir die Bezeichnungen gelten, die wir Seite 93 f für eine einfache *Jonval*'sche Turbine aufgestellt haben.

Da die Turbinen der Voraussetzung gemäss ganz identisch gebildet und an derselben Axe befestiget sind, so haben die grösseren $\alpha\ \beta\ \gamma$ U v u für beide Turbinen übereinstimmende Werthe; es ist daher die Bedingung, dass das Wasser bei jeder Turbine ohne Stoss eintritt:

$$\left.\begin{aligned} \frac{u_2}{U} &= \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \\ \frac{v}{U} &= \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\sin \beta} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

auch ist:

$$u_2^2 = U^2 + v^2 - 2\,U\,v \cos \alpha \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Ferner ist die Bedingung, dass das Wasser sowohl die Kanäle des einen wie des anderen Turbinenrades ganz erfüllt:

$$Q = \Omega\, U\, k = \Omega_2\, u_2 = \Omega_1\, u_1\, k_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Für die Geschwindigkeit U, mit welcher das Wasser aus dem Leitrad der oberen Turbine austritt, ist:

$$\frac{U^2}{2g} = \mathfrak{A} + H_1 - \mathfrak{B} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Für die Geschwindigkeit U, mit welcher das Wasser aus dem unteren Leitrad austritt, ist:

$$\frac{U^2}{2g} = \mathfrak{B}_1 + H_2 - \mathfrak{C} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

Für die relative Bewegung durch das obere Rad ist:

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g} + h_1 + \mathfrak{B} - \mathfrak{B}_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

Für die relative Bewegung des Wassers durch das untere Rad ist:

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g} + h_2 + \mathfrak{C} - \mathfrak{C}_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

Die Bedingung, dass das Wasser die Räder ohne Geschwindigkeit verlässt, ist:

$$u_1 = v, \qquad \gamma = o \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Wenn das Wasser unten ganz frei in den Abflusskanal gelangen kann, ist noch

$$o = -\mathfrak{A} + \mathfrak{C}_1 + H_3 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

Mit Berücksichtigung von (8) folgt durch Addition von (4), (5), (6), (7), (9):

$$2\frac{U^2}{2g} + 2\frac{v^2}{2g} = 2\frac{u_2^2}{2g} + H_1 + H_2 + H_3 + h_1 + h_2$$

Setzt man für u_2^2 seinen Werth (2) und berücksichtiget, dass $H_1 + H_2 + H_3 + h_1 + h_2 = H$ ist, so wird dieser Ausdruck:

$$2\frac{U^2}{2g} + 2\frac{v^2}{2g} = 2\left(\frac{U^2}{2g} + \frac{v^2}{2g} - \frac{2\,U\,v}{2g}\cos\alpha\right) + H$$

oder:

$$2\,U\,v\cos\alpha = 2g\left(\frac{H}{2}\right)$$

Setzt man in diesen Ausdruck für U und v die Werthe, welche aus der zweiten der Gleichungen (1) folgen, so erhält man:

$$U = \sqrt{\frac{\left(g\frac{H}{2}\right)\sin\beta}{\cos\alpha\,\sin(\alpha+\beta)}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

$$v = \sqrt{\frac{g\left(\frac{H}{2}\right)\sin(\alpha+\beta)}{\cos\alpha\sin\beta}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (11)$$

Setzt man in die Gleichungen (3) $u_1 = v$ und für u und v die Werthe, welche die Gleichungen (1) darbieten, so findet man:

$$\left.\begin{aligned} \Omega &= \frac{Q}{u\,k} \\ \frac{\Omega_2}{\Omega} &= k\,\frac{\sin\beta}{\sin\alpha} \\ \frac{\Omega_1}{\Omega} &= \frac{k}{k_1}\,\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (12)$$

aus (4) folgt:

$$\mathfrak{P} = \mathfrak{A} + H_1 - \frac{U^2}{2g}$$

oder wenn man für u aus (10) seinen Werth einführt:

$$\mathfrak{P} = \mathfrak{A} + H_1 - \frac{1}{4}H\,\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (13)$$

aus (9) folgt:

$$\mathfrak{Q}_1 = \mathfrak{A} - H_2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (14)$$

aus (7) und (9) folgt:

$$\mathfrak{Q} = \mathfrak{A} - H_2 + \frac{u_1^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} - h_2$$

Es soll aber wegen (8) $u_1 = v$ sein, demnach erhält man:

$$\mathfrak{Q} = \mathfrak{A} - H_2 + \frac{v^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g} - h_2$$

Setzt man für u_2^2 seinen Werth aus (2), so wird dieser Ausdruck:

$$\mathfrak{Q} = \mathfrak{A} - H_2 + \frac{v^2}{2g} - \frac{U^2}{2g} - \frac{v^2}{2g} + \frac{2\,U\,v}{2g}\cos\alpha - h_2$$

oder wenn für v der aus (1) folgende Werth gesetzt wird:

$$\mathfrak{Q} = \mathfrak{A} - H_2 - \frac{U^2}{2g}\left[1 - 2\,\frac{\sin(\alpha+\beta)\cos\alpha}{\sin\beta}\right] - h_2$$

oder endlich, wenn für U^2 sein Werth aus (10) substituirt wird:

$$\mathfrak{Q} = \mathfrak{A} - H_2 + \frac{1}{4}H\left(2 - \frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)}\right) - h_2 \quad \ldots\ldots\ldots \quad (15)$$

Aus (5) findet man:

$$\mathfrak{P}_1 = \frac{U^2}{2g} - H_2 + \mathfrak{Q}$$

oder wenn man für Ω den Werth (15) setzt, und für U^2 den Werth aus (10) einführt:

$$\mathfrak{P}_1 = \mathfrak{A} + \frac{1}{2} H - (H_2 + H_3 + h_2) \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (16)$$

oder endlich wegen $H = H_1 + H_2 + H_3 + h_1 + h_2$:

$$\mathfrak{P}_1 = \mathfrak{A} + H_1 + h_1 - \frac{1}{2} H \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (17)$$

Aus den Gleichungen (10), (11), (12) erkennt man, dass die vortheilhaftesten Geschwindigkeiten der Wasserbewegungen und der Radbewegungen jeder Zwillings-Turbine genau so sind, wie bei einer einfachen Turbine, wenn das Gefälle $\frac{1}{2}$ H ist. Der Halbmesser einer solchen Zwillings-Turbine wird daher im Verhältniss $1 : \sqrt{2}$ grösser, die Geschwindigkeit im Verhältniss $1 : \sqrt{2}$ kleiner und die Anzahl der Umdrehungen per 1 Minute wird folglich nur halb so gross, als bei einer gewöhnlichen einfachen Turbine. Darin besteht der theoretische Vortheil dieser Zwillings-Turbine für den Fall, dass sehr hohe Gefälle benutzt werden sollen.

Damit die Wassermassen nicht abreissen, dürfen die Werthe von $\mathfrak{P}_1$ und Ω_1 nicht negativ ausfallen. Daher muss sein:

$$H_3 < \mathfrak{A}$$

$$H_1 > \frac{1}{2} H - \mathfrak{A} - h_1$$

wodurch gewisse Grenzen für die Positionen der beiden Turbinen bestimmt sind.

Partial-Turbinen.

Die Einrichtung der Partial-Turbinen ist bereits im ersten Abschnitt Seite 20 beschrieben worden. Wir wissen, dass wir unter dieser Benennung solche Turbinen verstehen, bei welchen das Wasser gleichzeitig nicht auf alle, sondern nur auf einen Theil der sämmtlichen Schaufeln des Laufrades einwirkt. Es bedarf keiner Rechnung, um einzusehen, dass die Effekte dieser Partial-Turbinen nicht so günstig sein können, als die Effekte der Voll-Turbinen, denn bei diesen ist das Laufrad ganz gefüllt, kann das Wasser nicht versprühen, bei jenen dagegen findet nur eine theilweise Erfüllung der Radkanäle statt, wird daher das Wasser nicht sicher geleitet. Wenn diese Effektverhältnisse nicht so ungünstig wären, würden diese Partial-Turbinen vortreffliche Dienste leisten, insbesondere wenn der Wasserzufluss veränderlich ist oder wenn kleine Wasserquantitäten bei hohem Gefälle benutzt werden sollen. Bei veränderlichem Wasserzufluss kann man den Regulirschützen einer Partial-Turbine immer so einrichten, dass sie, je nach dem Wasserzufluss, verstellbar ist. Bei sehr hohen Gefällen und kleinen Wassermengen fallen die Voll-Turbinen so klein aus und wird ihre Bewegung hier enorm rasch, dass weder ein genügender Effekt noch die nöthige Dauerhaftigkeit der Maschine zu Stande gebracht werden kann. Wendet man in einem solchen Falle eine Partial-Turbine an, so wird diese viel grösser und ihr Gang viel langsamer.

Für die Berechnung der Dimensionen einer zu erbauenden Partial-Turbine können die für Voll-Turbinen aufgestellten Regeln benützt werden, nur muss man für Q nicht die Wassermenge in Rechnung bringen, welche in der That zu wirken hat, sondern eine m mal grössere, wobei m die Zahl ist, welche ausdrückt, wie oftmal der Theil des Radumfanges, an welchem die Einströmung statt finden soll, in dem ganzen Radumfang enthalten ist.

Theorie der Tangentialräder.

Die sogenannten Tangentialräder, welche wir bereits im ersten Abschnitt beschrieben haben, gehören zu den Partial-Turbinen.

Es gibt drei Arten von Tangentialrädern:

1. solche, bei welchen das Wasser am inneren Umfang des Laufrades in dasselbe eintritt und am äusseren Umfang austritt;
2. solche, bei welchen das Wasser am äusseren Umfang eintritt und am äusseren Umfang austritt;
3. solche, bei welchen das Wasser am äusseren Umfang eintritt und am inneren Umfang austritt.

Die erstere dieser drei Anordnungen ist nichts anderes, als eine *Fourneyron*'sche Partial-Turbine und die Theorie derselben stimmt mit der einer Voll-Turbine nach *Fourneyron* vollkommen überein.

Bei der zweiten Art tritt das Wassers aussen mit einer gewissen relativen Geschwindigkeit in das Rad ein, verliert dieselbe allmälig durch die der Bewegung des Wassers entgegenwirkende Centrifugalkraft, wird hierauf durch die Centrifugalkraft wiederum hinausgeschleudert, und verlässt schliesslich das Laufrad am äusseren Umfang.

Es findet also hier zuerst eine Strömung nach einwärts und dann eine Strömung nach auswärts statt. Die erstere geschieht unter Gegenwirkung der Centrifugalkraft, die letztere wird durch die Centrifugalkraft hevorgebracht.

Bei der dritten Art von Tangentialrädern tritt das Wasser aussen in das Laufrad ein, durchströmt das Rad nach einwärts, verliert dabei durch die der Bewegung des Wassers entgegenwirkende Kraft einen Theil seiner relativen Eintrittsgeschwindigkeit, und erreicht zuletzt den inneren Umfang des Rades mit einer relativen Geschwindigkeit, die der Grösse nach gleich, der Richtung nach entgegengesetzt ist der inneren Umfangsgeschwindigkeit des Rades.

Die Theorien dieser drei Tangentialräder können zwar aus der früher entwickelten Theorie der *Fourneyron*'schen Turbine abgeleitet werden, wir halten jedoch eine direkte Herleitung für zweckmässiger. Jedoch beschränken wir uns darauf, die Bedingungen des besten Effektes aufzusuchen und dabei Reibungen und Störungen zu vernachlässigen.

Theorie des Tangentialrades mit innerer Einströmung und äusserer Ausströmung.

Wir bedienen uns auch hier der Bezeichnungen, die wir Seite 27 für die Theorie der Turbine von *Fourneyron* aufgestellt haben.

Unter der Voraussetzung, dass das Rad im Unterwasser nicht eintaucht, dürfen wir annehmen, dass am inneren Umfang des Rades der atmosphärische Druck auch da vorhanden ist, wo die Einströmung statt findet; dann ist aber, weil wir Reibungen und Störungen vernachlässigen:

$$\frac{U^2}{2g} = H \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Die Bedingung, dass das Wasser die Kanäle ausfüllt, ist:

$$Q = \Omega\, U\, k = \Omega_2\, u_2 = \Omega_1\, u_2\, k_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Die Bedingungen, dass das Wasser ohne Stoss eintritt, sind:

$$\left.\begin{aligned} \frac{u_2}{U} &= \frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \\ \frac{v_2}{U} &= \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

auch ist:

$$u_2^2 = U^2 + v_2^2 - 2\,U\,v_2\cos\alpha \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

Die Gleichung für die relative Bewegung des Wassers durch das Rad ist:

$$\frac{u_1^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

wobei $\frac{v_1^2}{2g} - \frac{v_2^2}{2g}$ den Einfluss der Centrifugalkraft ausdrückt.

Die absolute Geschwindigkeit, mit welcher das Wasser austritt, verschwindet für:

$$u_1 = v_1, \qquad \gamma = 0 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

Wegen (6) folgt aus (4):

$$v_2 = \frac{U}{2\cos\alpha} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

Wegen (6) folgt ferner aus (3) $\sin\alpha = \sin(\alpha + \beta)$, demnach:

$$\beta = \pi - 2\alpha \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Nennt man p das Verhältniss aus dem inneren Umfang des Rades und dem Theil dieses Umfanges, an welchem Einströmung statt findet, so hat man annähernd:

$$\left.\begin{aligned} \Omega &= \frac{2\,R_2\,\pi}{p}\sin\alpha\,\delta \\ \Omega_2 &= \frac{2\,R_2\,\pi}{p}\sin\beta\,\delta \\ \Omega_1 &= \frac{2\,R_1\,\pi}{p}\sin\gamma\,\delta \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

und die Gleichungen (2) werden dann wegen $u_1 = v_1 = v_2 \frac{R_1}{R_2}$:

$$Q = \frac{2 R_2 \pi}{p} \sin \alpha \delta U k = \frac{2 R_2 \pi}{p} \sin \beta \delta v_2 = \frac{2 R_1 \pi}{p} \sin \gamma \delta k_1 v_2 \frac{R_1}{R_2}$$

Aus der Gleichheit $Q = \frac{2 R_2 \pi}{p} \sin \alpha \delta U k$ folgt:

$$R_2 = \sqrt{\frac{Q p}{2 \pi \sin \alpha U k} \left(\frac{R_2}{\delta}\right)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (10)$$

Die Gleichheit $\frac{2 R_2 \pi}{p} \sin \alpha \delta U k = \frac{2 R_2 \pi}{p} \sin \beta \delta v_2$ wird, wenn man für β den Werth (8) und für v_2 den Werth (7) einführt und $k = i$ nimmt, eine identische.

Aus der Gleichheit $\frac{2 R_2 \pi}{p} \sin \alpha \delta U k = \frac{2 R_1 \pi}{p} \sin \gamma \delta_1 k_1 v_2 \frac{R_1}{R_2}$ folgt, wenn man für v_2 seinen Werth aus (7) einführt:

$$\sin \gamma = \left(\frac{k}{k_1}\right) \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \sin 2 \alpha \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (11)$$

$$\sin 2 \alpha = \sin \beta = \sin \gamma \left(\frac{k_1}{k}\right) \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 \quad \ldots\ldots\ldots (12)$$

Weil γ sehr klein sein soll und $\left(\frac{R_1}{R_2}\right)$ nicht viel grösser als die Einheit ist, so fällt 2α und um so viel mehr α klein aus. Der Winkel β wird demnach nahe gleich 180°. Die Radumfänge werden daher von den Schaufeln unter ganz kleinen Winkeln geschnitten, und dieses beinahe tangentiale Ein- und Ausströmen des Wassers motivirt die Benennung „Tangentialrad."

Nach dem Ergebniss dieser Untersuchung stellen wir nun zur Berechnung der Dimensionen eines Tangentialrades mit innerer Einströmung und äusserer Ausströmung folgende Regeln auf.

1. Winkel γ, unter welchem die Radkurven den äusseren Umfang des Rades durchschneiden:

$$\gamma = 15 \text{ bis } 20°$$

2. Verhältniss der Halbmesser:

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{3}{4}$$

3. Contraktionscoeffizienten:

$$k = k_1 = 0{\cdot}9$$

4. Winkel α, unter welchem die Leitflächen den inneren Umfang des Rades schneiden:

$$\sin 2 \alpha = \sin \gamma \left(\frac{k_1}{k}\right) \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2$$

5. Winkel β, unter welchem die Radflächen den inneren Umfang des Rades schneiden:

$$\beta = \pi - 2\,\alpha$$

6. Verhältniss p zwischen dem inneren Umfang des Rades und dem Theil dieses Umfanges, an welchem Einströmung statt findet:

$$p = 4 \text{ bis } 5$$

7. Höhe des Rades:

$$\delta = \frac{1}{4} R_2$$

8. Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers:

$$U = \sqrt{2\,g\,H}$$

9. Innerer Halbmesser des Rades:

$$R_2 = \sqrt{\frac{Q\,p}{2\,\pi \sin\alpha\, U\, k}\left(\frac{R_2}{\delta}\right)}$$

10. Geschwindigkeit am inneren Umfang des Rades:

$$v_2 = \frac{U}{2\cos\alpha}$$

11. Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Rades in einer Minute:

$$n = 9{\cdot}548\,\frac{v_2}{R_2}$$

12. Anzahl der Radschaufeln:

$$i = 35 + 50\,R_2$$

Theorie des Tangentialrades mit äusserer Einströmung und äusserer Ausströmung.

Wir wählen die Winkel $\alpha\ \beta\ \gamma$, so wie Fig. 3, Taf. 11 zeigt, und erhalten hier folgende Beziehungen:

$$U = \sqrt{2\,g\,H} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

Die Bedingung, dass das Wasser die Querschnitte ausfüllt, ist:

$$Q = \Omega\, U\, k = \Omega_1\, u_1 = \Omega_2\, u_2 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Die Bedingungen, dass das Wasser aussen ohne Stoss eintritt, sind:

$$\left.\begin{aligned} \frac{u_1}{U} &= \frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \\ \frac{v_1}{U} &= \frac{\sin(\beta-\alpha)}{\beta\sin} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

Auch ist:

$$u_1^2 = v_1^2 + U^2 - 2\, v_1\, U \cos \alpha \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (4)$$

Damit das Wasser am inneren Umfang ohne Geschwindigkeit ankommt, muss sein:

$$0 = u_1^2 - (v_1^2 - v_2^2) \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (5)$$

wobei $v_1^2 - v_2^2$ den Einfluss der Centrifugalkraft ausdrückt.

Die relative Geschwindigkeit w_1, mit welcher das Wasser nach seiner Zurückströmung an dem äusseren Umfang ankommt, ist:

$$w_1^2 = v_1^2 - v_2^2 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (6)$$

Die Bedingung, dass das Wasser ohne Geschwindigkeit den äusseren Umfang des Rades verlässt, ist:

$$w_1 = v_1, \qquad \beta = 0 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (7)$$

Aus (6) und (7) folgt zunächst:

$$v_2 = 0 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (8)$$

Allein dieser Bedingung kann nicht entsprochen werden, denn man kann die Radschaufeln nicht bis zur Axe herein verlängern, weil die Kanäle an der Axe zu enge würden.

Wegen $v_2 = 0$ folgt aus (5) $u_1 = v_1$, demnach wegen (4):

$$v_1 = \frac{U}{2 \cos \alpha} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (9)$$

ferner wegen (3) $\alpha = \beta - \alpha$ oder

$$\alpha = \frac{\beta}{2}$$

Die Werthe von $\Omega\ \Omega_2\ \Omega_1$ sind annähernd:

$$\Omega = \frac{2\, R_1\, \pi}{p}\, \delta \sin \alpha \qquad \Omega_1 = \frac{2\, R_1\, \pi}{p}\, \delta \sin \beta \qquad \Omega_2 = \frac{2\, R_2\, \pi}{p}\, \delta \sin \gamma \quad \ldots \quad (10)$$

Die Gleichungen (2) werden hierdurch:

$$Q = \frac{2\, R_1\, \pi}{p} \sin \alpha\, \delta\, U\, k = \frac{2\, R_1\, \pi}{p}\, \delta \sin \beta\, u_1 = \frac{2\, R_2\, \pi}{p}\, \delta \sin \gamma\, u_2 \quad \ldots \quad (11)$$

Aus $Q = \frac{2\, R_1\, \pi}{p} \sin \alpha\, u\, k$ folgt:

$$R_1 = \sqrt{\frac{Q\, p}{2\, \pi \sin \alpha\, U\, v} \left(\frac{R_1}{\delta}\right)} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (12)$$

Die Gleichung $\frac{2 R_1 \pi}{p} \delta \sin \alpha \, U \, k = \frac{2 R_1 \pi}{p} \delta \sin \beta \, u_1$ wegen $U_1 = v_1$, $\beta = 2 \alpha$, und wegen der zweiten der Ausdruck (3) wird identisch erfüllt, wenn $u_1 = v_1$, $\beta = 2 \alpha$, $k = i$ und wegen (3) $v_1 = U \frac{\sin (\beta - \alpha)}{\sin \beta} = U \frac{\sin \alpha}{\sin \beta}$ gesetzt wird.

Derjenigen von den Gleichungen (11), in welcher $u_2 \sin \gamma$ als Faktor vorkäme, kann nicht entsprochen werden, weil u_2 Null werden soll.

Aus dieser Untersuchung geht hervor, dass es wohl das Klügste ist, dieses Tangentialrad mit äusserer Ein- und Ausströmung ganz aufzugeben, und dies stimmt auch mit der Erfahrung überein.

Die Herren *Escher Wyss* und *Comp.* in Zürich haben vor mehreren Jahren eine grössere Anzahl von derartigen Tangentialrädern ausgeführt, haben jedoch in neuerer Zeit diese Anordnung aufgegeben, und die mit äusserer Einströmung und innerer Ausströmung angenommen.

Tangentialräder mit äusserer Einströmung und innerer Ausströmung.

Für diese Anordnung erhalten wir folgende Bedingungsgleichungen:

$$U = \sqrt{2 g H} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (1)$$

$$U = \Omega \, U \, k = \Omega_1 \, u_1 = \Omega_2 \, u_2 \, k_2 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (2)$$

$$\left.\begin{aligned} \frac{u_1}{u} &= \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \\ \frac{v_1}{u} &= \frac{\sin (\beta - \alpha)}{\sin \beta} \\ u_1^2 &= v_1^2 + U^2 - 2 \, v_1 \, U \cos \alpha \end{aligned}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (3)$$

$$u_2^2 = u_1^2 - (v_1^2 - v_2^2) \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (4)$$

$$u_2 = v_2, \quad \gamma = 0 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (5)$$

$$\left.\begin{aligned} \Omega &= \frac{2 R_1 \pi}{p} \sin \alpha \, \delta \\ \Omega_1 &= \frac{2 R_1 \pi}{p} \sin \beta \, \delta \\ \Omega_2 &= \frac{2 R_2 \pi}{p} \sin \gamma \, \delta \end{aligned}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (6)$$

Wegen (5) folgt aus (4):

$$u_1 = v_1 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (7)$$

und hierdurch geben die Gleichungen (3):

$$v_1 = \frac{U}{2 \cos \alpha} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (8)$$

$$\beta = 2 \alpha \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (9)$$

Aus den Gleichungen (2) und (6) findet man ferner:

$$R_1 = \sqrt{\frac{Q\,p}{2\,\pi\,\sin\alpha\,U\,k}\left(\frac{R_1}{\delta}\right)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

$$\sin 2\,\alpha = \sin\gamma\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\left(\frac{k_2}{k}\right)$$

Bei dieser Anordnung kann man also den Bedingungen des absolut besten Effektes eben so gut entsprechen, wie bei den Tangentialrädern mit innerer Einströmung und äusserer Ausströmung. In praktischer Hinsicht verdient jedoch die Anordnung mit äusserer Einströmung den Vorzug, weil bei derselben die Anordnung, Aufstellung und Behandlung des Einlaufes weit leichter ist, als bei der Anordnung mit innerer Einströmung. Auch die Praxis ist zu dem gleichem Resultat gekommen. Gegenwärtig werden nur Tangentialräder mit äusserer Einströmung und innerer Ausströmung ausgeführt.

Zur Berechnung der Dimensionen eines solchen Tangentialrades stellen wir nun nachstehende Formeln auf:

Fig. 4, Tafel 11.

1. Verhältniss der Halbmesser:

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{3}{4} \text{ bis } \frac{4}{5}$$

2. Winkel γ, unter welchem die Radkurven den inneren Umfang des Rades schneiden:

$$\gamma = 15^\circ \text{ bis } 20^\circ$$

3. Winkel β, unter welchem die Radkurven den äusseren Umfang des Rades schneiden:

$$\sin\beta = \sin\gamma\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\frac{k_2}{k}$$

wobei $\frac{k_2}{k} = 1$ gesetzt werden darf.

4. Winkel α, unter welchem die Einlaufflächen den äusseren Umfang des Rades durchschneiden:

$$\alpha = \frac{\beta}{2}$$

5. Verhältniss p zwischen dem äusseren Umfang des Rades und dem Theil dieses Umfanges, an welchem Einströmung statt findet:

$p = 4$ bis 5, wenn nur ein Einlauf,
$p = 3$ „ 4, wenn zwei Einläufe.

6. Höhe des Rades:

$$\delta = \frac{1}{4}R_1$$

7. Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers:

$$U = \sqrt{2\,g\,H}$$

8. Aeusserer Halbmesser des Rades;

$$R_1 = \sqrt{\frac{Q}{u} \frac{p}{2\pi \sin \alpha k} \left(\frac{R_1}{\delta}\right)}$$

wobei in der Regel $k = 1$ gesetzt werden darf.

9. Umfangsgeschwindigkeit des Rades:

$$v_1 = \frac{U}{2 \cos \alpha}$$

10. Vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen des Rades in einer Minute:

$$n = 9{\cdot}548 \frac{v_1}{R_1}$$

11. Anzahl der Radschaufeln:

$$i = 35 + 50 R_1$$

Von diesen Regeln sind 1, 2, 5, 6, 11 nach gut ausgeführten Tangentialrädern aufgestellt worden, die übrigen dieser Regeln sind Ergebnisse unserer Theorie.

Was den Nutzeffekt dieser Tangentialräder anbelangt, so kann derselbe auf rationellem Wege nicht herausgerechnet werden. Nach unseren Rechnungen ist es allerdings möglich, den Bedingungen des absolut besten Effektes zu entsprechen, allein unsere Rechnungen setzen voraus, dass keinerlei Störungen in der Bewegung und Wirkung des Wassers vorkommen, und diese Voraussetzung kann in der Wirklichkeit niemals erfüllt werden. Die Tangentialräder sind nun einmal Partial-Turbinen, das Wasser füllt die Radkanäle nicht vollkommen aus, es sprüht theilweise durch das Rad, und kann daher nur eine unvollkommene Wirkung hervorbringen. Ganz verlässliche Versuche über die Leistungen von ausgeführten Tangentialrädern kenne ich nicht. In der Umgebung von Karlsruhe in den grossen Fabriken zu Ettlingen sind mehrere von *Escher Wyss* und *Comp.* in Zürich erbaute, und in der That meisterhaft gearbeitete Tangentialräder im Gange. Mit einem dieser Tangentialräder wurde von Herrn *Gross*, Construkteur in der Maschinenfabrik zu Karlsruhe, Bremsversuche angestellt, dabei wurde ein Nutzeffekt von 65 Prozent bis 70 Prozent gefunden, und dieses Güteverhältniss blieb bei sehr veränderlichem Wasserzufluss ziemlich constant. Diese günstigen Ergebnisse scheinen mir nicht nur aus theoretischen Gründen unwahrscheinlich zu sein, sondern auch mit der wiederholt gemachten Erfahrung im Widerspruch zu stehen, dass gewöhnliche Turbinen einen auffallend ungünstigen Effekt liefern, wenn sie nur theilweise gefüllt arbeiten. Sollten sich diese günstigen Leistungen der Tangentialräder in der Folge bestätigen, so würden dieselben allerdings bei kleinen veränderlichen Wassermengen und grösseren Gefällen sehr zu empfehlen sein.

Beschreibung und Berechnung einer Niederdrucks-Turbine mit Leitkurven.

Tafel I., II., III., IV. im Atlas.

Diese Turbine gehört zu einem Projekt einer mechanischen Weberei mit 168 Webstühlen, 7 Schlicht-, 4 Zettel- und 4 Spulmaschinen. Sie ist für ein Gefälle $H = 1{\cdot}85^m$ und für eine Wassermenge $Q = 1{\cdot}244$ Kubik-Meter berechnet und gezeichnet, der absolute Effekt der Wasserkraft beträgt demnach 31 Pferdekraft. Da die zu betreibenden Maschinen nur eine Betriebskraft von 20 Pferden erfordern, so wird die Turbine ihrem Zweck entsprechen, wenn sie 66 Prozent von dem absoluten Effekt nutzbringend macht. Auf Tafel I. ist ein Querdurchschnitt, auf Tafel II. ist ein Grundplan der Maschine dargestellt, auf Tafel IV. ist der Wasserbau und die Radstube gezeichnet, Tafel III. zeigt das Rad in halber Naturgrösse.

Der Wasserbau.

Tafel IV., Fig. 1 und 2 ist ein Längendurchschnitt des Wasserbaues. Der obere Theil der Fig. 1 ist ein Grundriss von dem Zuleitungskanal A, der untere Theil dieser Figur ist ein Grundriss eines Theils des Zuleitungskanales und des Abflusskanales B. Beide Kanäle sind, wie man sieht, mit Holz verkleidet und die Turbine befindet sich in einer an das Fabrikgebäude angemauerten Radstube.

Der Raum, in welchem die Turbine aufgestellt ist, ist durch einen horizontalen Zwischenboden, in dessen Mitte sich eine Oeffnung befindet, in zwei Theile C und D getheilt. Der obere Theil C bildet die Fortsetzung des Zuleitungskanales, der untere Theil D dagegen den Anfang des Abflusskanales. Ersterer ist nach der Seite des Abflusskanales hin mit einer Querwand a geschlossen, letzterer beginnt mit einer Spundwand b, durch welche die zwischen den beiden Kanälen befindliche Erdmasse zurückgehalten wird.

Ueber der Spundwand ist eine Oeffnung d angebracht, die mit einem Schützen e geschlossen werden kann. Wird dieser Schützen niedergesenkt, so fliesst alles Wasser, welches in den Zuleitungskanal eingetreten ist, nach C, und von da durch die Turbine in den unteren Kanal D. Wird der Schützen e aufgezogen, so fliesst Anfangs ein Theil des Wassers aus dem Zuleitungskanal durch die Oeffnung d in den Abflusskanal D, ein anderer Theil hingegen gelangt über den oberen Rand von e in den Raum C. Da aber die Oeffnung d so berechnet wurde, dass durch dieselbe alles Wasser abfliessen kann,

wenn die Wassertiefe im Zuleitungskanal nur 0·2^m beträgt, so sinkt der Wasserspiegel im Zuleitungskanal sehr schnell, bis unten die obere Kante des Schützens e, und da von diesem Augenblick an kein Wasser mehr in den Raum C eintreten kann, so muss sich derselbe sehr schnell durch die Turbine entleeren. Diese Anordnung leistet in vielen Fällen sehr gute Dienste. Man kann die Turbine sehr schnell abstellen, ohne genöthiget zu sein, den Schützen zu schliessen, welcher sich am Anfange des Zuleitungskanals befindet. Befinden sich im Abzugskanal noch andere Maschinen, welche zu ihrem Betriebe eine unveränderliche Wassermasse nothwendig haben, so werden diese gar nicht in ihrem Gang gestört, wenn man die Turbine vermittelst des Schützens e abstellt. Der cylindrische Schützen, mit welchem die Maschine versehen ist, kann ganz allein zur Regulirung der Bewegung der Turbine benutzt werden, indem der Schützen e zum Abstellen sehr bequem ist und sehr schnell wirkt.

Wenn an dem Turbinenrade oder an dem Zapfen desselben etwas zu machen ist, muss das Wasser aus dem Raum D weggeschafft werden. Zu diesem Zwecke schliesst man den Schützen am Anfange des Zuleitungskanals, öffnet dagegen den Schützen e und wartet ab bis alles Wasser abgeflossen ist. Hierauf lässt man das Schützenbrett f herab, und schöpft das Wasser aus D mit Eimern aus.

In der Mitte des Raumes D sind im Boden zwei Pfähle eingerammt und mit Querschwellen versehen, gegen welche der Pfannenträger für den Zapfen der Turbinenaxe mit Schrauben befestiget wird.

Um den gusseisernen Zuleitungscylinder der Turbine zu tragen, sind zwei starke mit Wechselhölzern g g verbundene Querbalken h h angebracht, die, wie Figur 1 zeigt, bogenförmig ausgeschnitten sind. In diese ungefähr runde Oeffnung wird der Zuleitungscylinder niedergesenkt und mit seinem horizontalen Rand gegen die Balken mit Schrauben befestiget. Eine detaillirte Beschreibung über die Form und die Verbindung der einzelnen Theile des Wasserbaues ist durch die Zeichnung überflüssig gemacht, ich wende mich daher zur Beschreibung der Maschine, welche als eine Combination der verschiedenen Construktionselemente anzusehen ist, die *Fourneyron* bei verschiedenen Turbinen einzeln angewendet hat.

Das Rad und der Leitkurvenapparat.

Das Rad, welches auf Tafel III. in halber Naturgrösse abgebildet ist, hat folgende Einrichtung:

Der Hauptkörper des Rades hat die Form eines Tellers mit einem horizontalen Rande, und ist mit drei runden Oeffnungen versehen. Diese sind nothwendig, damit das Wasser, welches nach und nach durch die Spalte am innern Umfang des Rades in den Raum zwischen dem Teller der Leitkurven und dem Radkörper gelangt, auf diesen letzteren keinen Druck ausüben kann. Diese Oeffnungen leisten wahrscheinlich auch dann gute Dienste, wenn der Schützen nicht ganz aufgezogen ist, weil dann durch die Centrifugalkraft Wasser aus dem unteren Kanale angesaugt und durch die Spalte am inneren Umfang des Rades in die Radkanäle getrieben wird, woselbst es zur vollständigeren Ausfüllung der Kanäle beiträgt.

Zur Verbindung der Radkurven mit dem Radkörper und mit der oberen Radkrone, sind an jede der ersteren 6 Zäpfchen angenietet; diese gehen durch die Radkronen, und sind auf den äusseren Seiten derselben mit Schraubenmuttern angezogen; damit aber diese im Unterwasser keinen Widerstand verursachen, sind die Radkronen mit Eisenblech maskirt. Auf welche Art *Fourneyron* die Radkurven bei grösseren Turbinen befestiget, ist mir nicht bekannt. Die so eben erklärte Verbindung ist jedenfalls einfach und genügend, denn der Druck, welchen jede einzelne Radkurve auszuhalten hat,

beträgt nur 19 Killogramm, jedes der unteren Zäpfchen hat demnach nur einen Druck von 6 Killogramm auszuhalten. Wie man bei kleinen Turbinen die Befestigung der Kurven zweckmässig herstellen kann, wird später gezeigt werden.

Der Radkörper ist mit einer Hülse an die Axe gesteckt, und mit derselben durch einen Längenkeil und durch einen aus zwei Hälften bestehenden Keilring verbunden.

Der Teller i Tafel I. des Leitkurvenapparats ist mit einer Hülse auf die Tragröhre j gesteckt, und an dieselbe vermittelst eines aus zwei Hälften bestehenden Keilringes angehängt.

Die Leitkurven sind mit dem Teller i auf dieselbe Weise verbunden, wie die Radkurven mit den Radkronen. Jede zweite von den Leitkurven ist bis zur Hülse des Tellers fortgesetzt, um das in der Nähe der Axe in das Bereich der Leitkurven eintretende Wasser nach dem Umfang hinaus zu leiten.

Zwischen den äusseren vertikalen Kanten der Leitkurven und dem inneren Umfang des Rades ist der Schützencylinder m_1 angebracht, an welchem mit Holzschrauben die Holzklötzchen l befestiget sind, die durch ihre abgerundete Form zur Leitung des Wassers nach den Austrittsöffnungen geeignet sind. Fig. 3, Taf. III. sind zwei Ansichten eines solchen Holzklötzchens. Der Schützencylinder ist an seinem oberen Rande mit einer Liederung m versehen, die eine ähnliche Einrichtung hat, wie bei den Kolben der Wasserpumpen.

Der Schützencylinder schleift mit seiner Dichtung an dem Einlaufcylinder m_3, der mit seinem horizontalen Rande an die Balken g und h geschraubt ist.

Die Brücke.

Zur soliden Befestigung der oberen Theile der Maschine ist quer über den Kanal eine vernervte gusseiserne Brücke k gelegt, die allerdings durch starke hölzerne Balken ersetzt werden kann. Die Brücke wiegt 1139 Killogramm; wendet man statt derselben Balken an, so braucht man doch auch eine Gussplatte von 500 Killogramm Gewicht. Die Differenz in den Baukosten ist also nicht so bedeutend. Durch die mittlere Hülse der Brücke ist die Röhre j herabgesenkt und mit einem Keilring eingehängt. Auf die Brücke ist ein Aufsatz n von Gusseisen gestellt, welcher oben die Turbinenaxe hält, und seitwärts das Axenlager für den ersten horizontalen Wellbaum trägt. Auch statt dieses Aufsatzes kann man Balken anwenden, wenn man sich mit einem geringeren Grad von Solidität begnügen will oder muss.

Der Schützenzug.

Tafel I. und II. ist nach *Fourneyron* construirt, und hat folgende Einrichtung:

Um den unteren Theil des Aufsatzes n dreht sich das aus zwei Hälften zusammengeschraubte Stirnrad o, und greift in vier andere kleinere Stirnräder p p p q ein. Die Hülsen von p p p sind mit messingenen Schraubenmuttern ausgefüttert, welche den Schraubengewinden entsprechen, die an den drei Zugstangen r angeschnitten sind. Das vierte Rädchen q ist an eine kleine, durch die Brücke gesteckte Vertikalaxe s befestiget, welche unten ein kleines konisches Rädchen t trägt. Dieses wird von dem Rädchen u getrieben, das sich auf einer horizontalen, in das Fabrikgebäude hineingehenden Welle v befindet.

Um die Räder p p p und die Zugstangen r in vertikaler Richtung zu erhalten, dient der Ring w, welcher mit Schrauben und Säulchen x an die Brücke befestigt ist. Die Wirkung des Mechanismus ist folgende.

Wenn die Axe v gedreht wird, kommen zunächst die Räder u t q in Bewegung; durch letzteres wird sodann o bewegt, dieses treibt dann p p p, und dadurch werden die Zugstangen auf- oder niedergeschraubt, je nachdem die Axe v nach der einen oder nach der entgegengesetzten Richtung gedreht wurde. Dieser Mechanismus ist ziemlich weitläufig und kann durch eine einfachere und weniger kostspieligere Vorrichtung, welche *Cadiat* erfunden hat, und die später beschrieben werden wird, ersetzt werden.

Der Zapfen und die Vorrichtungen zum Heben und Schmieren desselben.

Bei mehreren Turbinen, welche ausgeführt worden sind, haben sich grosse Schwierigkeiten gezeigt, den Zapfen der Axe und die Pfanne in gutem Zustande zu erhalten. Diese Schwierigkeiten zeigten sich vorzüglich bei sehr langen und starken und bei schnell sich drehenden Axen. Bei der Turbine von Langenau z. B., deren Axe 7 bis 8^m lang und 22 Centi-Meter dick ist, und die 50 Umdrehungen per 1′ macht, musste der Zapfen mehrere mal in kurzen Zeitintervallen hintereinander erneuert werden. Das gleiche musste auch bei der Turbine von St. Blasien geschehen, deren Axe zwar weder lang noch dick ist, die aber 2300 Umdrehungen per 1′ macht.

Dagegen gibt es wiederum andere Turbinen, bei welchen die Erhaltung des Zapfens keine Schwierigkeiten machte, so z. B. ist die Turbine von Thüringen bereits 4 Jahre im Gange, und der Zapfen hält sich immer gut, obgleich die Axe 700 Umdrehungen per 1′ macht, sie ist freilich nur 3^m lang und 0·08^m dick; so ist ferner die Turbine in Ettlingen 6 Jahre in gutem Gang, ihre Axe ist 5^m lang und 0·18^m dick, hat also ein bedeutendes Gewicht und macht 40 Umdrehungen per 1′.

Fourneyron, *Cadiat* und alle Corstrukteurs, welche sich mit dem Bau der Turbinen beschäftigen, verwenden auf die Construktion des Zapfens und der Pfanne die äusserste Sorgfalt. *Fourneyron* insbesondere wendet ein ziemlich umständliches Kanalsystem an, um das Oel zwischen die Grundfläche des Zapfens und die Bodenfläche der Pfanne zu bringen. Wenn aber nun in der That die Pfanne und der Zapfen so empfindlich sind, worin liegt wohl die Ursache? — Bei Turbinen, die mehrere Hundert, oder gar ein paar Tausend Umdrehungen per 1′ machen, liegt wohl der Grund höchst wahrscheinlich in der grossen Geschwindigkeit, aus der bei einiger Pressung zwischen Zapfen und Pfanne eine heftige Erhitzung entstehen kann. Bei Turbinen, die Hundert oder weniger Umdrehungen machen, haben die Axen gewöhnlich ein bedeutendes Gewicht, zwischen Zapfen und Pfanne ist daher ein starker Wechseldruck vorhanden, welcher allerdings für die Dauerhaftigkeit derselben nachtheilig wirkt, der aber doch nicht als die alleinige Ursache angesehen werden kann, wesshalb auch die Zapfen dieser langsam gehenden Turbinen empfindlich sein sollen, denn bei den aufrechten oft durch sechs Etagen gehenden Wellbäumen der Spinnereien ist der Druck des untern Zapfens gegen die Pfanne enorm und weit grösser, als bei irgend einer Turbine, und doch halten sich jene Zapfen und Pfannen, obgleich sie ganz einfach construirt sind und in der Regel nicht continuirlich geschmiert werden, 8 bis 10 Jahre.

In zweifacher Hinsicht befinden sich aber die Zapfen der Spinnereien unter günstigeren Umständen, als die Turbinenzapfen. Jene sind nämlich nicht unter Wasser und das Oel wird unmittelbar in die Pfanne gebracht, diese dagegen drehen sich unter Wasser und das Oel muss durch eine lange Röhre der Pfanne zugeführt werden. Ist das Wasser nicht ganz rein, enthält es z. B. feinen scharfen Kiessand, und kommt dieser in die Pfanne, so kann dadurch eine sehr nachtheilige Wirkung auf Zapfen und Pfanne entstehen. Wenn sich ferner bei der Turbine die Schmierröhre durch Unreinigkeiten verstopft, oder wenn in derselben im Winter das Oel stockt, so wird kein Oel dem Zapfen zugeführt, und dann müssen sich Zapfen und Pfanne zu Grunde arbeiten.

Aus diesen Betrachtungen ergeben sich für die Construktion der Zapfen und Pfannen für Turbinen folgende Regeln, bei deren sorgfältiger Beachtung auf eine lange Dauer gerechnet werden kann.

1. Man mache die Axe der Turbine so kurz als möglich und nicht stärker als es für die Torsiensfestigkeit derselben nothwendig ist. Die Turbinenaxe durch mehrere Etagen eines Gebäudes in der Absicht in die Höhe zu führen, um eine einfache Transmission zu erhalten, muss als eine fehlerhafte Anordnung angesehen werden, weil bei derselben der Druck des Zapfens auf die Pfanne sehr gross ausfällt.
2. Man mache den Durchmesser des Zapfens nicht viel kleiner, als jenen der Welle, denn kleine Zapfen, die sich schnell drehen und ziemlich stark gegen die Pfanne drücken, greifen dieselbe jederzeit an. Die Zapfen der aufrechten Wellen in den Spinnereien werden immer sehr gross gemacht, und gewiss ist in diesem Umstande die Ursache zu suchen, wesshalb sich diese Zapfen bei dem ungeheueren Totaldruck, welchen sie auszuhalten haben, so gut halten.
3. Man richte die Grundfläche des Zapfens und die Bodenfläche der Pfanne so ein, dass das Oel zwischen beide Flächen eindringen, und nachdem es daselbst einige Zeit verweilt hat, wiederum abfliessen kann. Bei dieser Einrichtung werden Zapfen und Pfanne nicht nur continuirlich geschmiert, sondern auch fort und fort gereiniget.
4. Man nehme zum Schmieren reines Nussöl und nicht Olivenöl, weil ersteres einen viel tieferen Gefrierpunkt hat, als letzteres, und untersuche fleissig den Zustand der Schmierröhre.
5. Man sorge dafür, dass nicht leicht Wasser zwischen Zapfen und Pfanne kommen kann.

Bei der Turbine, mit deren Beschreibung wir eben beschäftiget sind, ist der Zapfen so eingerichtet, wie bei der von *Fourneyron* für Ettlingen erbauten Turbine.

Die Vorrichtung hat, wie die Figuren 1 bis 7, Tafel I. zeigen, im Allgemeinen folgende Einrichtung. — Die Axe des Rades, welche an ihrem unteren Ende mit einer Pfanne α von Stahl versehen ist, sitzt auf dem von einer cylindrischen messingenen Fassung δ (Fig. 2 und 3) gehaltenen Zapfen γ (Fig. 2 und 4) von Stahl, und dreht sich auf demselben. Diese Fassung δ schleift in einen messingenen Cylinder, mit welchem der gusseiserne Ständer ϱ ausgefüttert ist, und kann durch den Hebel σ, dessen Drehungszapfen in ϱ aufliegen, höher oder tiefer gestellt werden. Zu diesem Zwecke dient die Zugstange ζ, welche oben in die Brücke k eingehängt, und unten mit dem Ende des Hebels σ verbunden ist. Um die Zapfen continuirlich zu schmieren, wird das Oel durch ein Rohr ξ in die Fassung δ geleitet, von wo aus es durch mehrere feine Kanäle zwischen die Berührungsflächen des Zapfens und der Pfanne gelangt, um zuletzt durch einen feinen Kanal, welcher im Mittelpunkte der Pfanne anfängt und am Umfange der Axe des Rades ausmündet, abzufliessen.

Betrachten wir nun die Vorrichtung im Detail. — Der Körper, welcher die Pfanne bildet, besteht aus einem konischen und aus einem cylindrischen Theil. Die Basis des Kegels ist nach der Fläche eines Kugelabschnittes ausgehöhlt. Vom Mittelpunkt des letzteren geht ein feiner Kanal in die Höhe, welcher oben nach horizontaler Richtung ausmündet und mit einer horizontalen Durchbohrung der Axe des Rades communizirt. Der Zapfen hat eine eigenthümliche Form. In Fig. 2 ist die äussere, in Fig. 4 die obere Ansicht desselben dargestellt. Fig. 5 ist die Abwicklung der Umfangsfläche des oberen Theiles des Zapfens. Wie man sieht, besteht der Körper γ, welcher den Zapfen bildet (wenn man von den auf seiner Oberfläche vorkommenden Furchen absieht) aus zwei Cylindern, von welchen der obere kugelförmig überwölbt ist. Jede von den drei

Furchen geht an den unteren kleineren Cylinder bis an den oberen grösseren Cylinder hinauf, von da nach der Oberfläche des grösseren Cylinders heraus, auf der Oberfläche des letzteren in schiefer Richtung bis an den Rand der Wölbung hinauf, und endlich von da bis an den Mittelpunkt der Wölbung radial hinein. Da sich die Fassung β (Fig. 6) mit der Axe des Rades von links nach rechts dreht, so wird durch die Adhäsion das Aufsteigen des Oeles durch die schiefen Furchen begünstigt. Der Zapfen γ steckt mit seinem unteren cylindrischen Theile in der Fassung δ. Damit die Axe des Rades mit der in sie von unten herauf hineingesteckten Pfanne α von der geringen Wölbung des Zapfens nicht abgleiten könne, dient der Theil β (Fig. 1 und 6), welcher mit seinem oberen Ende das untere Ende der Radaxe und mit seinem unteren Ende das obere Ende des Cylinders δ umfasst. Die cylindrischen Aushöhlungen u und v communiziren vermittelst der Kanäle $\varepsilon\ \varepsilon$, und quer durch den Cylinder δ geht ein länglichter Schlitz λ, durch welchen der Hebel σ gesteckt ist. Das untere Ende von δ ist mit einem Deckel π geschlossen, in dessen Mitte das zur Zuleitung des Oeles dienende Röhrchen ξ einmündet, das bei ψ durch eine in den Boden des Zuleitungskanales angebrachte Stopfbüchse geht und oben mit einem Becher endigt. Das Oel wird durch sein eigenes Gewicht in den Raum v getrieben, gelangt von da durch die Kanäle $\varepsilon\ \varepsilon$ in den Raum u; von da durch die an der Oberfläche von γ befindlichen Furchen zwischen die Berührungsfläche des Zapfens und der Pfanne, und entweicht endlich durch die in der Pfanne und in der Axe angebrachten Durchbohrungen. Auf diese Weise wird der Zapfen fortwährend geschmiert und gereinigt. Der Cylinder δ schleift in einem hohlen messingenen Cylinder, mit welchem die cylindrische Hülse des Ständers ϱ ausgefüttert ist. An diesem Ständer befinden sich auch die Lager für die Drehungsaxe des Hebels σ, welcher mit einem gewölbten Ansatz an die obere Fläche des Schlitzes λ anliegt und den Cylinder δ in die Höhe schiebt, wenn der Hebel vermittelst der Zugstange ζ gehoben wird. Da, wo diese letztere durch den Boden des Zuleitungskanales geht, ist eine Stopfbüchse ψ^1 angebracht. An das obere Ende der Zugstange ist ein Schraubengewinde angeschnitten, über welches zwei Muttern geschraubt sind. Unterhalb dieser letzteren befindet sich eine vertikale cylindrische, mit zwei horizontalen Zapfen versehene Hülse, welche vermittelst dieser Zapfen auf zwei an der Brücke k angegossenen Lagern aufliegt. Werden diese Muttern nach einer oder nach entgegengesetzter Richtung gedreht, so wird die Zugstange ζ, der Hebel σ und der Cylinder δ gehoben oder gesenkt, wodurch man im Stande ist, die Ebene der unteren Radkrone genau gegen die Ebene des Tellers i zu stellen.

Berechnungen der Dimensionen der Geschwindigkeit und des Effektes der Turbine.

Die angegebenen Daten sind:

H das Gefäll . . . . . 1·85m

Q Wassermenge per 1″ . . . . . 1·244 K. M.

Mit diesen Daten findet man zunächst:

R_2 inneren Halbmesser des Rades $= 0{\cdot}538\sqrt{Q}$ . . . . . $= 0{\cdot}6^m$

Winkel, unter welchem die Leitkurven den inneren Umfang des Schützencylinders schneiden $= 25^\circ - H^\circ$ nahe . . . . . $= 23^\circ$

Für die Verzeichnung des Leitkurvenapparates wurde vorläufig angenommen:

i Anzahl der Leitkurven . . . . . $= 30$

Dicke der Leitkurven . . . . . $= 0{\cdot}004^m$

β Winkel, unter welchem die Radkurven den inneren Umfang des Rades schneiden . . . . . $= 90°$

Aus der Zeichnung zweier Leitkurven ergab sich:

s Weite der Leitkurvenkanäle . . . . . $= 0{\cdot}0496$

α mittlere Richtung, nach welcher das Wasser austritt . . . . . $= 35°$

Um zu entscheiden, ob die angenommene Anzahl Leitkurven beibehalten werden darf oder nicht, muss die Höhe des Rades berechnet werden; zu diesem Zweck hat man:

$$U = \sqrt{2g \frac{\sin \beta}{\cos \alpha \sin (\alpha + \beta)}} \quad = 5{\cdot}20^m$$

δ Höhe des Rades $= \frac{Q}{i\, s\, k\, U}$ (für $k = 1$) . . . . . $= 0{\cdot}1607$

Nun ist das Verhältniss $\frac{\delta}{s} = \frac{0{\cdot}1607}{0{\cdot}0496} = 3{\cdot}24$ sehr nahe gleich dem Werthe $2\,(1 + R_2)$, denn es ist $2\,(1 + R_2) = 3{\cdot}2$; es darf daher die angenommene Anzahl Leitkurven beibehalten werden.

Für die Construktion des Rades hat man nun:

$$\frac{R_1}{R_2} = 1 + \frac{0{\cdot}0045\, \beta}{\sqrt[3]{R_2}} \quad = 1{\cdot}48$$

$$R_1 = 1{\cdot}48\, R_2 \quad = 0{\cdot}888$$

$$i_1 = 1{\cdot}2\, i \sin \beta \quad = 36$$

$$s_1 = s \frac{k}{k_1} \frac{i}{i_1} \frac{R_2}{R_1} \frac{\sin \beta}{\sin (\alpha + \beta)} \quad = 0{\cdot}0378^m$$

$$\mathfrak{N} = \frac{6{\cdot}75}{R_2} \sqrt{g H \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\sin \beta \cos \alpha}} \quad = 47{\cdot}9$$

γ ist nach der Zeichnung . . . . . $= 16°$

Um nun zu erfahren, in wie weit bei dieser Turbine die Bedingungen erfüllt sind, welche das absolute Maximum des Nutzeffektes fordert, wollen wir den Effekt der Turbine nach den allgemeinen Formeln berechnen; man findet:

$$\Omega = 0{\cdot}2391, \qquad \Omega_2 = 0{\cdot}5843, \qquad \Omega_1 = 0{\cdot}2187$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 0{\cdot}8239, \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}3869$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin \alpha = 0{\cdot}4723, \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha = 0{\cdot}6744,$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin \beta = 0{\cdot}3368 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos \beta = 0$$

$$n = 0{\cdot}1355, \qquad m = 0{\cdot}6744$$

$$1 + m^2 + n^2 = 1{\cdot}4732, \qquad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1.2138$$

$$A = 1, \quad B = 1{\cdot}1661, \quad C = 0{\cdot}5437, \quad D = 0$$

$$(x)_{max\, r} = 0{\cdot}8813$$

$$\frac{E_n}{\varrho\, Q\, H} = 0{\cdot}90$$

Kostenberechnung der Turbine.

Gewicht von Gusseisen.

	Kill.
Zapfenständer	177
Radkörper	452
Obere Radkrone	55
Axe des Rades	419
Schützencylinder	174
Einlaufcylinder	781
Teller des Leitkurvenapparates	279
Das Rohr	271
Die Brücke	1139
Die Räder zum Aufzug	30
Der Ring zum Aufzug	137
Der obere Lagerständer	398
Das Zapfenlager für die liegende Axe	21
Das erste konische Rad	207
Das zweite konische Rad	133
2 Stopfbüchsendeckel	6
Summe	4679

Gewicht an Schmiedeisen.

	Kill.
Der Zapfenhebel	37
Die Radkurven	108
Die Blechmasken	64
Die Niethläppchen und Schrauben	4
Die Leitkurven	166
Die Niethläppchen und Schrauben dazu	4
Der Liederungsring	4
Holzschrauben für die Holzklötzchen	1
Schrauben zur Befestigung des Einlaufcylinders	48
3 Zugstangen mit Schrauben und Keilen	51
Schrauben zur Befestigung des Lagerständers	5
Schrauben zur Befestigung des Zapfenständers	5
1 Stange zum Stellhebel	18
Bolzen und Schrauben zur Befestigung des oberen Ringes mit der Brücke	13
4 Schrauben für das Zapfenlager	4
3 Keile zum Aufkeilen der Räder	3
1 Bolzen für das kleine Getriebe	3
Summme	538

Gewicht an Messing.

	Kill.
Die Pfanne	= 35
Der Ring in der Mitte des Rohres	= 9
Latus	44

	Kill.
Transport . .	49
Der obere Ring im Rohr . . . . . =	12
Die Schalen zum Zapfenlager . . . . . =	7
Das Schmierrohr . . . . . =	5
Summe . .	68

Die Construktion erfordert demnach:

an Gusseisen	4679 Kill.
an Schmiedeisen	538 „
an Messing	68 „
Gesammtgewicht . .	5285 Kill.

Man kann annehmen, dass ein Construkteur für 100 Killogramm zu Turbinen verarbeitetes Metall 160 Franken fordern würde; die gesammten Construktionskosten der Maschine, ohne Wassserbau, sind demnach 8456 Franken und die Kosten per 1 Pferdekraft Nutzeffekt $\frac{8456}{20} = 422$ Franken, was sehr nahe mit den Kosten eines eisernen Wasserrades übereinstimmt.

Beschreibung und Berechnung einer Hochdruck-Turbine mit Leitkurven.

Tafel V. und VI. im Atlas.

Diese Turbine ist für ein Gefälle von 8^m und für eine Wassermenge von 0·6 Kubik-Meter berechnet und verzeichnet, der absolute Effekt der Wasserkraft beträgt demnach 60 Pferde.

Aufstellung einer Hochdruck-Turbine.

Der Bau der Hochdruck-Turbine ist, insbesondere was die Zuleitung des Wassers und die Aufstellung der Maschine betrifft, wesentlich verschieden von dem Bau einer Niederdruck-Turbine. Beträgt nämlich das Gefälle mehr als 5^m oder 6^m, so ist es nicht mehr zweckmässig, das Wasser in einen oben offenen hölzernen Kasten aus dem Zuleitungskanal zu den Leitkurven nieder zu leiten, denn ein Bau dieser Art würde theils wegen der sehr langen Axe und Röhre, vorzüglich aber wegen der Herstellung des Wasserkastens und des zum Tragen desselben erforderlichen Unterbaues kostspielig werden, und überdies würde die lange Axe durch ihr Gewicht einen starken Druck auf den Zapfen verursachen.

Man erhält für die Benutzung von hohen Gefällen einen viel solideren und weniger kostspieligen Bau, wenn man das Wasser in einer Röhre von Eisenblech nach einem gusseisernen Cylinder leitet, und von da aus durch die Leitkurvenkanäle in das Rad treten lässt.

Von besonderer Wichtigkeit ist bei einem solchen Bau die solide Befestigung des Cylinders, was mit mancherlei Schwierigkeiten verbunden ist, wenn man den ökonomischen Gesichtspunkt gehörig berücksichtigen will.

Bei der Turbine von St. Blasien ist der Cylinder in einen gusseisernen Rahmen, der auf einem Mauerwerk liegt, vertikal eingehängt und mit schmiedeisernen Stangen gegen die Seitenmauern hin verstrebt. Diese Aufstellung ist bei einer so kleinen Turbine wie die von St. Blasien anwendbar, bei grösseren Turbinen von 1 bis 1·5^m Durchmesser ist sie aber kostspielig und doch nicht solid, denn schon der obere Rahmen wird in diesem Falle schwer, und statt der schmiedeisernen Verstrebungen müsste man einen zweiten gusseisernen Rahmen anwenden. Bei der Turbine von Thüringen hängt der Cylinder in einem sechsseitigen vernervten gusseisernen Rahmen, der von sechs in eine Grundplatte eingesetzten Säulen getragen wird, von diesen Säulen aus ist der Cylinder mit schmiedeisernen Stangen verstrebt. Zwischen den Säulen sind eiserne Wände von

1m Höhe eingesetzt, welche ein Becken bilden, um das aus der Turbine strömende Wasser zu sammeln und wegzuleiten. Diese Aufstellung ist zwar äusserst gefällig, und in der That ist diese Turbine eine sehr schöne Maschine, allein die Erfahrung hat sich gegen diese Aufstellung ausgesprochen.

Bei der Turbine von Neapel steht der Cylinder auf einem Gewölbe, welches in der Mitte eine runde Oeffnung hat. Der untere, unten offene Theil des Cylinders ist durch diese Oeffnung herabgesteckt. Diese Aufstellung scheint mir sehr unzweckmässig und kostspielig zu sein, denn das Gewölbe, welches nothwendig aus sorgfältig behauenen Steinen bestehen muss, kann, wegen der grossen mittleren Oeffnung und wegen der Vibrationen, die demselben vom Cylinder aus beständig mitgetheilt werden, keine grosse Solidität gewähren.

Um zu guten Regeln über die Aufstellung des Cylinders zu gelangen, muss man die Richtungen und Intensitäten der Kräfte berücksichtigen, welche auf den Cylinder einwirken. Diese Kräfte sind: 1. Das Gewicht des Cylinders und der darin enthaltenen Wassermasse. 2. Der hydraulische Druck, welcher den Cylinder nach der Richtung fortzutreiben strebt, nach welcher das Wasser in den Cylinder eintritt. Dieser Druck ist gleich dem Gewichte einer Wassersäule, deren Grundfläche so gross ist, als die Einmündungsöffnung der Zuleitungsröhre in den Cylinder, und deren Höhe gleich ist dem Vertikalabstande des Wasserspiegels im oberen Zuleitungskanal von dem Mittelpunkte der Einmündungsöffnung.

Am besten und einfachsten könnte man den Cylinder gegen diese Kräfte schützen, wenn man denselben horizontal auf ein Quadermauerwerk legte, und die Zuleitungsröhre nach vertikaler Richtung einmünden liesse. Bei dieser Aufstellung fallen nämlich die Richtungen beider Kräfte zusammen, und sie drücken gemeinschaftlich senkrecht gegen das horizontale Quaderfundament hin.

Nebst der Solidität gewährt diese Anordnung noch mehrere Vortheile für die Construktion der Maschine. Die Axe, welche eine horizontale Lage erhält, muss nicht mehr durch den Cylinder geführt werden, sondern kann nach entgegengesetzter Richtung frei hinausgehen und in Lager gelegt werden. Dadurch entsteht einerseits der Vortheil, dass die Lager aus dem Wasser kommen, sorgfältig geschmiert und in jedem Augenblick besehen werden können, ohne dass man gezwungen wäre, irgend einen Theil der Maschine zu demontiren, und anderseits kann man den Schützenzug sehr einfach machen, weil der innere Raum des Cylinders ganz frei wird. Allerdings hat diese Anordnung auch ihre Nachtheile. Die Zapfenreibung ist etwas grösser, als bei vertikaler Stellung der Axe. Will man vom Gefälle nichts verlieren, so muss man das Rad ganz unter Wasser arbeiten lassen, es muss daher in ein Gefäss eingeschlossen werden. Das Wasser wirkt nicht auf alle Radkurven gleich stark, es strömt bei den unteren Leitkurven schneller aus, als bei den oberen, das Rad wird daher stärker nach abwärts gedrückt, als nach aufwärts und dadurch wird der Druck auf die Axe des Rades vermehrt. Allein diese Nachtheile sind nicht von Belang gegen die Vortheile, welche aus der grossen Einfachheit und Solidität der Maschine entspringen. Da man aber für die Benutzung von sehr hohen Gefällen doch lieber eine *Schott*'sche Turbine bauen wird, so habe ich es unterlassen, eine liegende Turbine mit Leitkurven in das Werkchen aufzunehmen.

Eine einfache und gute Befestigung erhält man auch, wenn man den Cylinder, wie es bei der auf Taf. V. dargestellten Turbine der Fall ist, an ein Quadermauerwerk hinschraubt, welches mit einer Hauptmauer des Gebäudes in Verbindung steht.

Figur 4 ist eine perspektivische Ansicht von oben herab, der mit Quadern ausgemauerten Grube, in welcher sich der Turbinencylinder befindet. a a sind starke in die Hauptmauer b des Gebäudes und in die Umfassungsmauern der Grube eingemauerte Quader, welche unten, wo sich das Turbinenrad dreht, ausgeschnitten sind. An den

vertikalen Kanten von a a sind gusseiserne unten mit Nasen versehene Schilde c Fig. 3, 4 und 5 angeschraubt, und sie liegen oben mit starken Ansätzen auf den Steinen a a. Die schmiedeisernen Stangen, welche zur Befestigung der Schilde dienen, gehen durch die Quadern a a und durch die Hauptmauer b und drücken, wenn sie angezogen werden, die Schilde c mit den Ansätzen d gegen die Quadern a a. Diese Stangen sind über die Ansätze d hinaus noch etwas verlängert, und daselbst mit Schraubengewinden e versehen, vermittelst welchen der Cylinder gegen die Schilde geschraucht wird. Der Cylinder f Fig. 1, 2, 3 ist mit Lappen g g versehen, und die Flächen derselben, welche mit den Schilden in Berührung kommen, sind, wie auch die Flächen der Schilde selbst, mit glatt gehobelten Säumen versehen. Um den Cylinder zu befestigen, wird derselbe zuerst an die Schrauben e so angesteckt, dass die unteren Kanten der Lappen g g auf die Nasen der Schilde zu sitzen kommen, und dann werden über die Gewinde e Muttern geschraubt.

Bei h Fig. 4 sieht man den überwölbten, längs der Hauptmauer b hinlaufenden Abflusskanal.

Die Röhre, durch welche das Wasser aus dem oberen Zuflusskanal in den Turbinencylinder geleitet wird, ist in der Zeichnung nicht dargestellt, weil sich überhaupt der Bau dieser ganzen Zuleitung ganz und gar nach den Lokalverhältnissen richtet. An dem Cylinder sieht man die Oeffnung, an welcher das Zuleitungsrohr einmündet.

Das Rad und der Leitkurvenapparat sind auf Tafel VI. in natürlicher Grösse dargestellt. Die Leitkurven schneiden den inneren Umfang des Schützenmantels unter einem Winkel von 17°, die Radkurven begegnen dem inneren Umfang des Rades unter einem Winkel von 60°. Wären diese Winkel grösser angenommen, so würde das Rad, im Verhältniss zu seinem Halbmesser, zu niedrig geworden sein. Den letzteren dieser Winkel soll man nach meiner Ansicht bei kleinen Turbinen für hohes Gefälle nie grösser als 60° annehmen, weil man bei dieser Annahme, mit einer mässig breiten Radkrone, schwach gekrümmte Radkurven erhält. Die Leitkurven sind in einen schmiedeisernen Ring eingenietet, welcher mit einigen Schrauben, die versenkte Köpfe haben, gegen den Teller geschraubt ist. Die Radkurven sind in zwei Kronen von starkem Eisenblech eingenietet, und die untere dieser Kronen ist mit 12 Schrauben an den Körper des Rades befestigt. Die Befestigung der Kurven gegen die Blechringe sieht man in Fig. 2.

Der Körper des Rades ist mit einem Längenkeil und mit einem aus zwei Hälften bestehenden Keilring an die Axe befestiget; ersterer dient zur Befestigung gegen Drehung, letzterer schützt das Rad gegen das Herabsinken.

Der Zapfen und die Pfanne.

In die Axe ist unten ein Zapfen i von Stahl eingeschraubt, Fig. 1. Seine untere Fläche besteht aus einer Ebene mit abgerundeten Kanten und liegt auf einer eben so geformten Fläche eines zweiten Zapfens j von Stahl. Der untere Theil der Axe und der Zapfen j werden von einer messingenen Hülse k umfasst, die sich in einem gusseisernen Ständer m befindet. In den Raum l wird durch ein Röhrchen das Oel geleitet, welches die Zapfen zu schmieren hat. Um das Rad genau auf die richtige Höhe stellen zu können, sind durch den Ständer m zwei Stellkeile gelegt, vermittelst welchen der Zapfen j in die Höhe getrieben oder niedergesenkt werden kann. Diese Anordnung des Zapfens, welche von *Cadiat* öfters angewendet worden ist, ist einfach und zweckmässig.

Vorrichtung zur Regulirung der Wassermenge, welche man auf das Rad wirken lassen will.

Diese weicht von den gewöhnlichen Anordnungen ab, welche zu diesem Zweck angewendet werden. Es sind nämlich hier die Holzklötzchen n, welche das Wasser in die Leitkurvenkanäle leiten, mit dem unteren Ende des Cylinders f fest verbunden, dagegen ist der Teller mit den Leitkurven zum Heben und Senken eingerichtet. Diese Anordnung hat bei Hochdruckturbinen den Vortheil, dass unten im Innern des Cylinders keine Dichtung vorkommt, es kann daher am unteren Ende des Cylinders kein Tropfen Wasser entweichen, ohne in die Turbine zu kommen. Die ganze Anordnung hat folgende Einrichtung. An dem unteren Ende des Cylinders ist ein Blechcylinder o eingesetzt, und die Holzklötzchen sind mit Holzschrauben, theils an den Blechcylinder o, theils an den Cylinder f angeschraubt.

Der Teller, auf welchem sich die Leitkurven befinden, ist mit einem Keilring an das Rohr p gehängt. Oberhalb steht mit dem letzteren ein Kolben q in Verbindung, an dessen Umfang eine nach abwärts gekehrte Lederdichtung angebracht ist. Der Cylinder ist oben mit einem messingenen Cylinder ausgefüttert, und der Liederungsring besteht aus dem gleichen Metall. Der Zweck dieses Kolbens ist, den Druck des Wassers auf den Teller zu balanciren, um dadurch das Heben und Senken des letzteren möglichst leicht zu machen. Beim Heben des Tellers hat man das Gewicht der zu hebenden Körper und die Kolbenreibung zu überwinden; das Niedersenken geht gar leicht, weil das Gewicht der Theile grösser ist, als die Kolbenreibung.

Sollte die Dichtung nach einiger Zeit nicht mehr gut schliessen, so wird sich diess durch das Entweichen von Wasser am Umfange des Kolbens zu erkennen geben, und gleich bemerkt werden, weil der Deckel des Cylinders grosse Oeffnungen hat, durch welche man auf den Kolben hineinsehen kann.

Um Teller, Röhre und Kolben in die Höhe zu ziehen, ist an das obere Ende der Röhre ein Schraubengewinde angeschnitten; diesem entspricht eine Mutter, welche sich in der Hülse eines konischen Rädchens r befindet. Die Hülse wird von dem Deckel, der aus zwei Theilen zusammen und gegen den Rand des Cylinders f geschraubt ist, so gehalten, dass sie sich frei drehen, aber nicht auf oder nieder bewegen lässt. In das Rädchen r greift ein anderes Rädchen s ein, dessen Axe in einem an den Deckel angegossenen Lager u liegt, und die in das Gebäude hineinführt. Wird diese Axe im Innern des Gebäudes gedreht, so kommen die Räder r und s in Bewegung und die Schraubenmutter schraubt die Röhre mit dem Teller in die Höhe oder nach abwärts, je nachdem die Richtung der drehenden Bewegung gewählt worden ist.

Transmission.

Von der Turbinenaxe aus muss eine Transmission eingerichtet werden, welche sich nach Lokalverhältnissen und nach der Disposition und Geschwindigkeit der zu betreibenden Maschine richtet. Es kann z. B. in manchen Fällen zweckmässig sein, die Axe des Turbinenrades mit einem Stirnrad zu versehen, und dieses in ein zweites Stirnrad eingreifen zu lassen. In andern Fällen kann es passender sein, vermittelst Kegelrädern auf eine horizontale Welle überzugehen. In der Zeichnung ist die letztere Anordnung angenommen worden. Die Kegelräder v und x treiben die horizontale Welle, welche durch die Hauptmauer in das Gebäude geht. Zur guten Verbindung der Axen gegen einander ist an der Mauer ein Lagerstuhl y angeschraubt, welcher die Zapfenlager für beide Wellen trägt. Derlei Lagerstühle darf man nicht unmittelbar an die Mauern befestigen; es ist besser, wenn man starke Bretter unterlegt, um ein möglichst grosses Stück der Mauer fassen zu können.

Berechnung der Turbine.

Nach den Regeln, welche für die Berechnung und Verzeichnung von Turbinen angegeben worden sind, erhält man für die Daten:

H das Gefäll . . . . . = 8m

Q die Wassermenge per 1″ . . . . . = 0·6 K.M.

β Winkel, unter welchem die Radkurven den inneren Umfang des Rades schneiden . . . . . = 60°

folgende Resultate:

25° — H Winkel, unter welchem die Leitkurven den inneren Umfang des Schützencylinders schneiden . . . . . = 17°

α mittlere Richtung, nach welcher das Wasser aus den Leitkurvenkanälen tritt . . . . . = 27°+50′

$U = \sqrt{g H \frac{\sin \beta}{\cos \alpha \sin (\alpha + \beta)}}$ . . . . . = 8·758m

s Weite der Leitkurvenkanäle (nach der Zeichnung) . . . . . = 0·0275m

$\delta = \frac{Q}{i\, s\, k\, U}$ Höhe des Rades (für k = 1, i = 30) . . . . . = 0·08304m

i Anzahl der Leitkurven . . . . . = 30

$l_1 = 1{\cdot}2\ i \sin \beta$ Anzahl der Radkurven (nahe) . . . . . = 30

$R_1 = R_2 \left\{1 + \frac{0{\cdot}0045\ \beta}{s \sqrt{R_2}}\right\}$ äusserer Halbmesser des Rades . . . . . = 0·567

s_2 innere Weite der Radkanäle (nach der Zeichnung) . . . . . = 0·069

$s_1 = s \frac{k}{k_1} \frac{i}{i_1} \frac{R_2}{R_1} \frac{\sin \beta}{\sin (\alpha + \beta)}$ äussere Weite der Radkanäle für $k_1 = 0{\cdot}9$ = 0·0194m

$\mathfrak{N} = \frac{6{\cdot}75}{R_2} \sqrt{g H \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\sin \beta \cos \alpha}}$ Anzahl der Umdrehungen per 1′ . . . . = 163

γ Winkel, unter welchem das Wasser aus dem Rad tritt, nach der Zeichnung = 12°

Um nun zu erfahren, welche Leistung man sich von dieser Turbine versprechen darf, abgesehen von den Widerständen der Zuleitung etc., wollen wir wiederum die vollständige Berechnung nach den allgemeinen Formeln hierher setzen.

Man findet unter der Voraussetzung $\delta = \delta_1$:

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 0{\cdot}6363 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}2536$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin \alpha = 0{\cdot}2938 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos \alpha = 0{\cdot}5644$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin \beta = 0{\cdot}2196 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos \beta = 0{\cdot}1268$$

$$n = 0{\cdot}0742, \qquad m = 0{\cdot}6912$$

$$1 + m^2 + n^2 = 1{\cdot}48327, \qquad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}2178$$

$$A = 0{\cdot}9127, \quad B = 1{\cdot}1434, \quad C = 0{\cdot}46707, \quad D = 0{\cdot}0627$$

$$\frac{E_n}{\varrho\, Q\, H} = 0{\cdot}944$$

Nimmt man für die Verluste, welche nicht in Rechnung gebracht worden sind, 10 Prozent an, so bleiben noch immer 84 Prozent reiner Nutzeffekt übrig, ein Resultat, womit man zufrieden sein wird.

Kostenberechnung dieser Turbine.

Tafel V.

Gewicht an Gusseisen.

	Kill.
Der Zapfenständer	288
Der Radkörper	174
Der Teller	129
Das Rohr mit dem Kolben	305
Der Deckel Das konische Rad mit der Schraubenmutter Das zweite kleine Kegelrad	280
Das erste Transmissionsrad	133
Das zweite Transmissionsrad	133
Der Cylinder	845
Die Turbinenaxe	213
Der Lagerstuhl ohne Zapfenlager	382
2 Zapfenlager	40
Die 2 Schilde	189
Summe	3111

An Schmiedeisen.

	Kill.
Die Stellkeile	23
Die Leitkurven	51
Die Radkurven	38
Die 2 Radkronen	69
Der Leitkurvenring	35
Der Blechkegel	3
3 Längenkeile zum Aufkeilen der Räder	3
Der Blechcylinder am unteren Ende von f	6
4 Schrauben zur Befestigung des Ständers	36
4 „ „ „ „ Cylinders	60
4 „ „ „ „ Lagerstuhls	25
16 „ „ „ „ Zuleitungsrohres 16 „ „ „ „ Deckels	13
4 „ „ „ „ Lagers	14
120 Holzschrauben	4
12 Schrauben zur Befestigung der Radkrone	= 2
12 „ „ „ des Leitkurvenrings	= 2
Gewicht der Röhrenleitung (9^m lang, 0·75^m Durchmesser, 0·005^m dick)	= 1000
Summe	1351

Messing.

	Kill.
Pfanne des Zapfens	= 4
Liederungsring des Kolbens	= 87
Ausfütterung des Cylinders	= 71
2 Schalen zu den Zapfenlagern	= 14
Das Schmierrohr	= 3
Summe	179

Gesammtgewicht der Turbine sammt Leitung.

Gusseisen	3111	Kill.
Schmiedeisen	1351	„
Messing	179	„
Summe	4641	Kill.

Man kann annehmen, dass ein Construkteur für 100 Killogramm verarbeitetes Metall 160 Franken fordern würde, die gesammten Construktionskosten, ohne Fundament und ohne Zuleitungskanal, sind demnach 7426 Franken und da man sich von der Turbine wenigstens 50 Pferdekraft Nutzeffekt versprechen kann, so kostet die Maschine per Pferdekraft 148 Franken.

Niederdruck-Turbine ohne Leitkurven.

Tafel VII. und VIII. im Atlas.

Diese Turbine ist für ein Gefälle von 1·02^{m} und für eine Wassermenge von 1·26 Kubik-Meter berechnet und gezeichnet.

Sie unterscheidet sich von den vorhergehenden Anordnungen in mehreren Theilen.

Jene haben nämlich Leitkurven, diese hat keine; jene haben einen inneren Schützen, diese hat einen äusseren; jene haben complizirte Schützenaufzüge mit Räderwerken, diese hat einen einfachen Schützenaufzug mit Kurbelbewegung. Mit den von *Cadiat* erbauten Turbinen verglichen, stimmt diese Turbine ohne Leitschaufeln in mehrerer Hinsicht überein, in anderer Hinsicht nicht.

Das Rad, der Schützen und der zum Aufziehen desselben bestimmte Mechanismus ist wie bei den Turbinen von *Cadiat*. Der complizirte und kostspielige hydraulische Apparat, welchen dieser Construkteur anwendet, um den Druck des Wassers auf den Körper des Rades zu balanciren, ist aber weggelassen, und dafür ist wie bei den Turbinen mit Leitkurven ein Teller angebracht, welcher an einer die Axe des Rades umgebenden Röhre befestiget ist, und dessen Ebene mit jener der unteren Radkrone zusammenfällt.

Tafel VII., Fig. 1 ist ein Längendurchschnitt, Fig. 2 ist ein Grundriss der Maschine. Auf Tafel VIII. sind einzelne Bestandtheile der Maschine dargestellt.

Der Boden und die aufgemauerten Seitenwände des Zuleitungskanales a sind mit Holz verkleidet.

b sind zwei Querbalken, die durch Wechselhölzer so vorbunden sind, dass eine quadratförmige Oeffnung entsteht, in welcher der Zuleitungscylinder c eingesenkt und mit seinem horizontalen Rande mit Holzschrauben befestiget ist.

d sind 4 Querbalken; auf diesen liegt eine gusseiserne, an verschiedenen Orten durchbrochene Platte, und ist mit 8 Schrauben an die Balken d angeschraubt.

e sind mehrere Balken, die eine Bedielung tragen, welche den Fussboden der oberhalb der Turbine befindlichen Lokalität bildet.

f ist eine Querwand von Holz, durch welche der Zuflusskanal abgeschlossen wird.

Das Rad besteht aus einem tellerförmigen, in der Mitte sich konisch erhebenden und am Umfang in einen breiten horizontalen Rand auslaufenden Körper g. Ferner aus zwei Radkronen von starkem Eisenblech, zwischen welchen sich 24 Radkurven i befinden, die in die Kronen h eingenietet sind. Die untere dieser Kronen ist mit Schrauben an den horizontalen Ring des Radkörpers befestiget.

Die Befestigung des Rades mit seiner Axe geschieht theils durch einen Längenkeil, theils durch zwei halbkreisförmige Ringe, die aussen eine Kegelfläche bilden, und die in einen in die Axe eingedrehten Hals eingelegt sind.

Um den hydrostatischen Druck des Wassers auf den Köper des Rades zu beseitigen, ist der tellerförmige Körper l angebracht, welcher an die Röhre m auf eine ähnliche Weise befestigt ist, wie das Rad an seine Axe.

Die Röhre m ist oben in eine Hülse, die sich an der Platte befindet, eingepasst und und mit einem konischen aus zwei Hälften bestehenden Ring eingehängt. Die Axe o des Rades hat unten einen Zapfen, geht durch die Röhre m und ist an ihrem oberen Ende durch eine Pfanne von Rothguss gehalten, welche den Raum zwischen der Röhre und der Axe ausfüllt.

Der Zapfen dreht sich unten in einer Pfanne von Rothguss, die durch Stellkeile p in einem Pfannenträger q etwas gehoben oder gesenkt werden kann, um sowohl beim Montiren der Muschine, als auch dann, wenn sich die Pfanne etwas ausgelaufen hat, die Ebene der unteren Radkrone mit der Ebene des Tellers auf gleiche Höhe stellen zu können. Das Oel zum Schmieren des Zapfens wird durch ein Röhrchen, welches neben den Stellkeilen durch den Boden der Pfanne geht, dem Zapfen zugeleitet.

Der cylindrische unten mit einer Nerve verstärkte Schützen r schleift an dem unteren Rand des Cylinders c, und wird dadurch mit Sicherheit in concentrischer Lage gegen das Rad erhalten, dessen äusseren Umfang er fast berührt. Damit zwischen den Cylindern c und r kein Wasser entweichen kann, ist am unteren Rande von c eine Lederdichtung angebracht. Diese besteht aus einem Lederring, dessen unterer Rand an die innere Fläche von r anliegt, und der zwischen zwei konischen Flächen, von welchen sich die eine an dem Cylinder c, die andere an dem gusseisernen Ring s befindet, eingeklemmt ist. Der Ring s wird mit mehreren Schrauben gegen den Cylinder c hinaufgezogen.

Der Raum oberhalb des Ringes s und innerhalb des Cylinders c ist mit einem Wulst t aus Holz ausgefüttert, wodurch ein für die Zuleitung des Wassers zweckmässig gestalteter Trichter gebildet wird.

Die von *Cadiat* erfundene und hier in Anwendung gebrachte Vorrichtung zum Aufziehen des Schützens hat folgende Einrichtung.

An dem Schützen sind vier Zugstangen befestiget, und gehen mit Stopfbüchsen verdichtet durch den oberen horizontalen Rand des Cylinders c. Jede dieser Stangen steht oben mit einem gusseisernen Cylinder v in Verbindung, und die Deckel derselben, welche von Rothguss sind, und die Form von Stopfbüchsen haben, dienen als Schraubenmuttern für die Spindeln w. Diese sind durch die Platte n gesteckt, und gestatten eine Drehung um ihre Axe, aber keine Verschiebung längs derselben, weil sie oberhalb und unterhalb der Platte mit Ansätzen versehen sind, von denen die oberen an die Spindeln angeschmiedet, die unteren aber mit Stiften befestigt sind.

An drei von diesen Spindeln sind gleich grosse schmiedeiserne Kurbeln x_1 x_2 x_3 und an der vierten ist ein konisches Kurbelrad x_4 befestigt. Die vier Zapfen dieser Kurbeln stehen durch einen Rahmen k aus Schmiedeisen, dessen Gestalt ein krummlinigtes Quadrat ist, so in Verbindung, dass die Kurbeln stets eine parallele Lage gegen einander beibehalten müssen. In das Kurbelrad greift ein konisches Getriebe ein, für dessen Axe in einer Ecke der Platte n ein Lager angegossen ist, und durch deren Bewegung der Kurbelmechanismus und dadurch der Schützen bewegt wird.

Um eine klare Vorstellung von der Wirkung dieser Anordnung zu erhalten, denke man sich dieselbe zuerst in derjenigen Stellung, in welcher die Verbindungslinien x_3 x_4 und x_2 x_1 mit den Richtungen der Kurbeln parallel sind. In dieser Stellung kann x_4 nicht unmittelbar auf x_2 und x_3 bewegend einwirken, wohl aber auf x_1. Wenn also x_4

gedreht wird, muss zunächst x_1 nachfolgen; so wie aber die Punkte x_1 und x_4 des Rahmens auf ganz gleiche Weise geführt werden, so müssen auch x_2 und x_3 die gleichen Bewegungen mitmachen. So wie die Bewegung fortschreitet, wird die Stellung der Linie $x_1\ x_4$ für die unmittelbare Bewegung von x_1 allmählig ungünstiger, dagegen wird die Stellung der Linien $x_4\ x_3$ für die unmittelbare Bewegung von x_3 fortwährend günstiger. Ist die Bewegung durch 90° fortgesetzt worden, so nehmen die Linien $x_3\ x_4$, $x_1\ x_2$ eine senkrechte, und die Linie $x_1\ x_4$, $x_2\ x_3$ eine parallele Lage zu den Kurbeln an. Bei der Bewegung durch den zweiten Quadranten wird von x_4 aus Anfangs vorzüglich auf x_3 und gegen das Ende hin auf x_1 eingewirkt u. s. f.

Die Bewegung des Rahmens erfolgt also, wenn die konischen Räder gedreht werden, so, als würde derselbe bald an der Linie $x_4\ x_1$, bald an der Linie $x_4\ x_3$ angefasst, und parallel zu sich selbst in den Kurbelkreisen herumbewegt, und dadurch werden nun mit ganz sanfter geschmeidiger Bewegung die Kurbel, die Schrauben, Spindeln, die Zugstange und endlich der Schützen bewegt.

Um die Kraft fortzuleiten, ist die Turbinenaxe mit einem konischen Rade y versehen, welches in ein Getriebe z eingreift, dessen Axe in einem auf der Platte n angeschraubten Wellenbock liegt.

Die Hauptdimensionen der Maschine sind nach den Regeln, welche für Turbinen ohne Leitschaufeln aufgestellt wurden, bestimmt worden.

Für die Daten:

$$Q = 1{\cdot}260 \text{ Kubik-Meter}, \quad H = 1{\cdot}02, \quad \beta = 25°, \quad f = 1{\cdot}74$$

geben jene Regeln folgende Resultate:

R_2 Innerer Halbmesser des Rades $= 0{\cdot}677\sqrt{Q} \ldots = 0{\cdot}759$

R_1 Aeusserer Halbmesser des Rades $= (1{\cdot}27 - 0{\cdot}11\ R_2)\ R_2 \ldots = 0{\cdot}911$

U Austrittsgeschwindigkeit des Wassers $= 0{\cdot}7 \frac{R_2}{R_1} \text{tang } \beta \times \sqrt{2\ g\ H} \ldots = 1{\cdot}22$

δ_1 Höhe des Rades $= \frac{Q}{2\ R_2\ \pi\ U} \ldots = 0{\cdot}216$

i_1 Anzahl der Radkurven $= 3{\cdot}65 \frac{Q}{d^2\sqrt{2\ g\ H}} \ldots = 22{\cdot}6$

In der Zeichnung sind 24 Kurven genommen worden.

s_1 Aeussere Weite der Radkanäle $= \frac{2\ R_2\ \pi\ k}{i_1\ k_1} \frac{1}{f} \frac{R_2}{R_1} \text{tang } \beta \ldots = 0{\cdot}050^m$

v_1 Geschwindigkeit am äusseren Umfang des Rades $= 0{\cdot}7\sqrt{2\ g\ H} \ldots = 3{\cdot}129$

$\mathfrak{N}$ Anzahl der Umdrehungen per $1' = 9{\cdot}548 \frac{v_1}{R_1} \ldots = 32{\cdot}7$

Um nun den Effekt kennen zu lernen, welchen man sich von dieser Turbine versprechen darf, wollen wir diese Daten auf die allgemeinen Gleichungen Seite 44 anwenden.

Unter der Voraussetzung, dass der Schützen ganz aufgezogen ist, findet man:

$$\Omega = 1{\cdot}0158 \qquad \Omega_1 = 0{\cdot}2556 \qquad \Omega_2 = 0{\cdot}8681$$

$$\frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega\ k} = 0{\cdot}2265 \qquad \frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}6249$$

$$\frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega\ k} \sin\alpha = 0{\cdot}2265 \qquad \frac{\Omega_1\ k_1}{\Omega\ k} \cos\alpha = 0$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin \beta = 0{\cdot}2641 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos \beta = 0{\cdot}5664$$

$$n = -0{\cdot}0376, \qquad m = 0{\cdot}5664$$

$$m^2 + n^2 + m^2 = 1{\cdot}322, \qquad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}1500$$

$$A = 0{\cdot}6551, \qquad B = 0{\cdot}8399, \qquad C = 0{\cdot}4752, \qquad D = 0{\cdot}3570$$

$$\frac{E_n}{\varrho\, Q\, H} = 0{\cdot}733$$

Der Nutzeffekt dieser Turbine ist demnach 0·733 von dem absoluten Effekt des Motors, also eben so gross, als bei der von *Cadiat* erbauten und im Vorhergehenden berechneten Turbine. Dieses Resultat ist durchaus nicht geeignet, eine günstige Meinung für diese Art von Turbinen hervorzurufen, denn wenn eine Maschine nach einer theoretischen Rechnung, welche von Reibungen und zufälligen kleinen Störungen abstrahirt, nur 73 Prozent Nutzeffekt verspricht, so darf man in der Wirklichkeit gewiss nicht mehr als 63 Prozent erwarten. Gesetzt, dass diese Turbine diese Leistung wirklich hervorbringt, so ist sie allerdings in Vergleich mit einem Wasserrad für 1m Gefäll eine gute Maschine; im Vergleich mit einer Turbine mit Leitkurven ist sie dagegen bedeutend im Nachtheil.

Der Nutzeffekt würde allerdings vortheilhafter ausgefallen sein, wenn wir die Dimensionen der Maschine für eine grössere Geschwindigkeit berechnet hätten, wenn wir z. B. gestattet hätten, dass die vortheilhafteste Geschwindigkeit v_1 gleich $\sqrt{2\,g\,H}$ wäre, so würde s_1 und N und $\frac{E_n}{\varrho\, Q\, H}$ grösser geworden sein.

Kostenberechnung der Maschine.

Gewichtsbestimmungen.

A. Gusseisen.

	Gew. in Kill.
Zapfenständer	147
Radkörper	585
Axe der Turbine	261
Teller	290
Schützencylinder	294
Liederungsring	186
Einlaufcylinder	499
Röhre	187
4 Cylinder zu den Zugstangen	68
Obere grosse Platte	487
Bock darauf	142
Erstes Kegelrad	207
Zweites Kegelrad	80
2 kleine Kegelräder zum Aufzug	10
4 Stopfbüchsen zu den Zugstangen	10
Gesammtgewicht der gusseisernen Bestandtheile	= 3453 Kill.

	Uebertrag . .	3453 Kill.

B. Schmiedeisen.

	Kill.	
Stellkeile	11	
Radkurven	122	
Radkronen	127	
4 Schrauben zu den Zapfenständern	6	
4 Zugstangen sammt den oberen Schraubenspindeln	79	
12 Schrauben zu den Stopfbüchsen	0·4	
30 Holzschrauben zur Befestigung des Einlaufcylinders	0·5	
3 Kurbeln zum Aufzug	8	
Der Rahmen zum Aufzug	21	
12 Schrauben zum Dichtungsring	1·4	
10 „ zur Befestigung der grossen Platte	9 4	
6 „ zum Lagerbock	7	
Summe der Gewichte der schmiedeisernen Theile . .		393 Kill.

C. Messing.

	Kill.	
Untere Pfanne für den Zapfen	10	
Obere Umfassung der Welle	10·4	
4 Stopfbüchsendeckel zum Aufzug	3	
2 Schalen zu den Lagern	12	
Summe der Gewichte der Theile aus Messing . . .		35·4 Kill.
Totalgewicht der metallenen Theile		3881·4 Kill.

Wegen der vielen genauen Arbeiten, die bei einer Turbine vorkommen, muss man die Anschaffungskosten für 100 Killogramm zu 160 Franken in Anschlag bringen. Die Turbine kostet daher, den Wasserbau nicht mitgerechnet, 6210 Franken, und da sie höchstens einen reinen Nutzeffekt von 12 Pferdekräften verspricht, so sind die Construktionskosten per Pferdekraft 517 Franken.

Beschreibung und Berechnung zweier Schottischen Turbinen für hohe Gefälle.

Die Construktion von Hochdruckturbinen ist ein Thema, über welches die mannigfaltigsten Variationen gemacht werden können. Die Zuleitung des Wassers, die Einrichtung des Rades, die Art der Aufstellung der Maschine kann bei diesen, dem Volumen nach kleinen Apparaten, auf sehr verschiedene Weise angeordnet werden. Es verhält sich bei diesen Turbinen ähnlich wie bei den Dampfmaschinen, bei welchen man auch durch Combination der verschiedenen Principe über die Wirkungsart des Dampfes, mit den mannigfaltigen Anordnungen der Aufstellung und Transmission, eine zahlreiche Reihe von Maschinen erhält. Um wenigstens die wesentlicheren Einrichtungen der Räder und Aufstellungsarten der Turbinen anzugeben, habe ich die zwei *Schott*'schen Turbinen gewählt, welche auf den Tafeln IX. und X. dargestellt sind.

Die Turbine Tafel IX. ist für die Wasserkraft in Thüringen (76^m Gefälle, 0·17 Kub. Met. Wasser), also für ein sehr hohes Gefälle berechnet und gezeichnet. Bei der Turbine Tafel X. ist dagegen ungefähr die grösste Wassermenge (0·6 Kub. Met.) angenommen worden, für welche die Anwendung der *Schott*'schen Turbine noch zulässig ist. Das Gefälle beträgt 8^m. Die beiden Maschinen sind in ihrer Bauart wesentlich verschieden. Die Turbine Tafel IX. hat zwei auf eine horizontale Axe befestigte Räder, von denen jedes mit zwei Armen versehen ist, und der Zuleitungscylinder liegt zwischen den Rädern auf einem horizontalen Mauerwerk. Die Turbine Tafel X. hat ein dreiarmiges, auf einer vertikalen Axe befestigtes Rad, und der Zuleitungscylinder ist unterhalb der Turbine auf einen Quaderblock gestellt. Die specielle Einrichtung dieser Maschine gibt die folgende Beschreibung.

Liegende Doppel-Turbine.

Tafel IX.

Fig. 1 ist ein Grundriss, Fig. 2 ein Querdurchschnitt, Fig. 3 und 4 sind Längendurchschnitte der Maschine.

Aufstellung.

Die Mauer a a des Maschinenhauses hat bei b eine überwölbte Oeffnung. An derselben befindet sich eine mit Quadern ausgemauerte Grube ABCD, die durch einen Quaderblock c in zwei Kanäle d d getheilt wird.

Der Block geht durch die Oeffnung hinaus, und an seinem Ende vereinigen sich die beiden Kanäle in ein en einzigen Kanal, durch welchen das Wasser abfliesst, nachdem es auf die Maschine gewirkt hat. Auf dem Block c liegt die Zuleitungsröhre e und der Maschinencylinder f.

Der Cylinder f.

ist mit einer an denselben angegossenen Platte in den Block e eingelegt und mit Schrauben, die in das Fundament hinabgehen, angeschraubt. Er kommunizirt in der Nähe der Mauer a a mit der Zuleitungsröhre e, ist am andern Ende mit einem gewölbten Deckel i geschlossen und hat auf jeder Seite eine runde Oeffnung f_1, durch welche das Wasser in die Räder geleitet wird.

Die Räder und ihre Verbindung.

Die Einrichtung der Räder ersieht man am besten aus den Figuren 2 und 4. Jedes Rad besteht aus zwei gusseisernen Scheiben k k, in welche gekrümmte Bleche l_1 l_1 eingenietet sind, die zwei gekrümmte Kanäle bilden. Die Scheiben k k sind mit Hülsen versehen, und mit Längenkeilen und Keilringen an die gemeinschaftliche Axe m so befestigt, dass sie sich mit derselben drehen müssen, ihren Abstand aber nicht ändern können. Die Scheiben k_1 k_1 haben in der Mitte runde Oeffnungen n, welche den Oeffnungen f_1 des Cylinders zugekehrt sind.

Dichtung an den Oeffnungen n und f_1.

Um das Entweichen von Wasser an den Oeffnungen n und f_1 zu verhindern, ist daselbst eine Dichtung nothwendig. Diese besteht aus dem Messingring o o, welcher durch den Druck des Wassers auf seinen innern Rand gegen das Rad hinausgepresst wird, so dass der äussere Rand des Ringes an den Rand der Oeffnung n anzuliegen kommt. Um die Ringe bei einem guten äusseren Verschluss beweglich zu machen, sind in den Wänden der Oeffnungen f_1 Dichtungen eingelegt, die aus ringförmigen, mit Metallringen ausgesteiften Lederrinnen bestehen, die demnach so eingerichtet sind, wie die Dichtungen der hydraulischen Pressen. Die Kraft, mit welcher ein Ring gegen das Rad gedrückt wird, ist gleich der Differenz zwischen dem hydrostatischen Druck des Wassers auf den inneren Rand des Ringes, und der Reibung, welche am Umfange desselben durch die Liederung entsteht. Diese Differenz ist aber nicht gross, so dass die Reibung auf den Rändern der Oeffnungen n von keiner Bedeutung werden kann, und jedenfalls von geringerem Nachtheil ist, als wenn Wasser entweichen würde.

Die Klappe.

Um den Wasserzufluss sowohl reguliren als auch aufheben zu können, ist in dem Zuleitungsrohr eine Klappe p (Fig. 1 und 3) angebracht, die durch einen Mechanismus in beliebige Stellung gebracht werden kann. Sie ist von Gusseisen, mit Nerven verstärkt, hat eine ellyptische Form und ist mit einer röhrenförmigen Hülse auf eine schmiedeiserne Axe q gesteckt und mit Stiften befestigt. Das eine Ende der Axe steckt in einer an die Röhre angegossenen Hülse, das andere Ende geht durch eine Stopfbüchse r, und ist ausserhalb derselben mit einem Schraubenradquadranten t (Fig 1 und 4)

versehen, in dessen Zähne die Schraube ohne Ende u (Fig. 4) eingreift. Diese letztere sitzt auf einer vertikalen Axe v, die durch eine Säule w gehalten wird, und ist oben mit einem Kurbelschwungrad versehen. Die Säule steht auf einer Gussplatte, an welcher die Lager für die Axe der Klappe angegossen sind.

Der Druck auf die Klappe beträgt, wenn sie die Röhre abschliesst, 12600 Kill.; mit Berücksichtigung der Reibung findet man, dass am Umfang des Schwungrades eine Kraft von 20 bis 25 Kill. nothwendig ist, um die Klappe zu öffnen. Die Bewegung geht nur im ersten Augenblick so schwer, denn so wie einmal am Umfange der Klappe Wasser durchströmt, wird der Cylinder bald ganz gefüllt und die Klappe wird dann von beiden Seiten gedrückt, wodurch der den Widerstand verursachende Druck auf die Axe der Klappe ganz aufhört.

Die Transmission

richtet sich immer nach den Lokalverhältnissen. Beispielsweise ist in der Zeichnung ein Theil von einer Transmission angegeben. Wenn die Turbine 60 % Nutzeffekt gibt, entwickelt sie 100 Pferdekräfte. Für die Benützung einer so bedeutenden Kraft dürfte es in den meisten Fällen zweckmässig sein, sie in zwei Theile zu theilen. Es ist desshalb angenommen worden, die Maschine werde in der Mitte des Gebäudes aufgestellt und jede Hälfte desselben sei mit der Hälfte der ganzen Kraft zu versehen. Die Transmission besteht demnach in der Zeichnung aus zwei ganz congruenten Theilen, die sich zu beiden Seiten der Maschine befinden. An die gemeinschaftliche Axe q, welche die Turbinenräder verbindet, sind die Wellen x x angekuppelt, von diesen aus werden durch Stirngetriebe die Wellen y bewegt. Die Axe q macht per 1′ 664, die Wellen y machen 221 Umdrehungen per 1′.

In manchen Fällen kann es aber zweckmässig sein, die Kraft der Turbine nicht zu theilen. In diesem Falle braucht man nur die eine Seite der Transmission wegzulassen, und die bleibenden Theile gehörig zu verstärken. Die Welle q ist gar nicht in Bezug auf Torsion in Anspruch genommen, wenn eine doppelte Transmission angewendet wird. Bei einer einseitigen Transmission hat sie dagegen die Hälfte des totalen Effektes durch Torsion auf die Welle x zu übertragen, und diese muss der ganzen Kraft widerstehen.

Vortheile dieser Anordnung.

Ich glaube, Sachverständige werden bei einer unpartheiischen Prüfung zugeben, dass diese Anordnung im Vergleich mit den gewöhnlichen, für die Benutzung von hohen Gefällen angewendeten, mehrere wesentliche Vortheile gewährt. Zunächst unterliegt die Befestigung des liegenden Maschinencylinders f gar keiner Schwierigkeit, und es ist hiezu gar kein Aufwand von Eisen oder von Baumaterialien nothwendig. Diese Anordnung der Maschine hat ferner das Eigenthümliche, dass die Befestigung des Cylinders f gar nicht einmal eine so wichtige Sache ist; denn gesetzt auch, dass der Cylinder f während der Bewegung der Maschine seine Lage etwas verändert, so würde diess durchaus keine nachtheiligen Folgen haben, weil der messingene Dichtungsring o nicht in das Rad hineingesteckt ist, sondern nur auf den Rand desselben anschleift. Auch sogar die Lage der Turbinenaxe könnte sich ohne Nachtheil für die Wirkung verändern. Ein anderer wesentlicher Vortheil dieser Anordnung ist ferner, dass die Zapfenlager der Turbinenaxe ganz frei und im Trockenen liegen, so dass also die Beaufsichtigung, Reinigung und das Oelen der Lager sehr leicht und in jedem Augenblick geschehen kann, ohne irgend einen Theil der Maschine demontiren zu müssen.

Weiter ist bei dieser Anordnung die Schwierigkeit ganz beseitigt, welcher man bei der gewöhnlichen Construktion von Turbinen für hohe Gefälle begegnet, um den Druck des Wassers auf den Körper des Rades zu vermindern. Um diese Schwierigkeit zu heben, habe ich eben zwei Räder angeordnet, von denen jedes als Balancierscheibe für das andere Rad dient. Um den Druck auf die Räder unschädlich zu machen, ist nun weiter nichts nothwendig geworden, als der Verbindungsaxe q eine hinreichende absolute Festigkeit zu geben. Sie ist 0·07^m dick und kann daher einen Zug aushalten, der 17mal grösser ist als die Kraft, mit welcher sie der Länge nach gezogen wird.

Bei der praktischen Ausführung kommen keinerlei schwierige und delikate Arbeiten vor; nur die Dichtung muss genau gemacht werden, alle übrigen Theile sind ganz leicht herzustellen.

Nebst diesen angeführten Vortheilen verdient noch der Hauptpunkt einer Erwähnung: nämlich die Anschaffungskosten der Maschine. Diese sind aber nach der nachfolgenden Kostenberechnung sehr gering. Die Maschine selbst mit der Klappe und dem dazu gehörigen Mechanismus und mit dem Blechdeckel kostet nur 3179 Franken. Die Röhrenleitung ist allerdings sehr kostspielig (13140 Franken), allein diese Kosten können durch keine Anordnung der Maschine selbst vermindert werden.

Was den Effekt betrifft, so lässt die Maschine allerdings Manches zu wünschen übrig. Nach der folgenden Rechnung verspricht die Maschine, abgesehen von Rechnungen etc., nicht mehr als 71 pCt. Mit Rücksicht auf die verschiedenen Nebenhindernisse darf man also nicht mehr als circa 56 pCt. Nutzeffekt erwarten. Ich glaube aber, dass man in Lokalitäten, wo Ueberfluss an Gefälle, aber wenig Wasser vorhanden ist, mit dieser Leistung zufrieden sein darf, um so viel mehr, als die nach dem *Fourneyron*'schen System erbauten Turbinen von St. Blasien und Thüringen auch keine bessere Wirkung geben.

Berechnung der Hauptdimensionen der Maschine.

Das Gefäll H ist . . . . . $= 76^m$

Die Wassermenge, welche per 1″ auf beide Räder wirkt . . . . . $= 0{\cdot}17^m$

Q Wassermenge, welche per 1″ auf ein Rad wirkt . . . . . $= 0{\cdot}085$

Der innere Halbmesser des Rades $R_2 = 0{\cdot}4\sqrt{Q}$ . . . . . $= 0{\cdot}117$

Der äussere Halbmesser $R_1 = 4\,R_2$ . . . . . $= 0{\cdot}468^m$

Summe der Querschnitte der Austrittsöffnungen eines Rades $= \Omega_1 = 1{\cdot}1\,\frac{Q}{\sqrt{2gH}} = 0{\cdot}00242$

Anzahl der Umdrehungen des Rades per 1′ $N = 7{\cdot}81 \times \frac{\sqrt{2gH}}{R_1}$ . . . $= 644$

Das Rad ist vermittelst dieser Dimensionen nach den Regeln construirt worden, welche in der praktischen Anleitung zur Verzeichnung von *Schott*'schen Turbinen (Seite 90) angegeben worden sind.

Berechnung des Nutzeffektes der Maschine.

Zur Berechnung des Nutzeffektes nach den Formeln Seite 44 hat man nach den gegebenen Daten und nach der Zeichnung folgende Grössen:

$R_2 = 0{\cdot}117$, $\alpha = 90°$, $\delta = \delta_1 = 0{\cdot}04$, $k = 1$,

$R^1 = 0{\cdot}468$, $\beta = 40°$, $s_1 = 0\,03$, $k_1 = 1$,

$Q = 0{\cdot}085$, $\gamma = 15°$, $s_2 = 0{\cdot}16$, $H = 76^m$

Man findet:

$$\Omega = 0{\cdot}0294, \quad \Omega_1 = 0{\cdot}00242, \quad \Omega_2 = 0{\cdot}0128$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 0{\cdot}08231, \quad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}18906,$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin\alpha = 0{\cdot}0823, \quad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos\alpha = 0,$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin\beta = 0{\cdot}1215 \quad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos\beta = 0{\cdot}1448,$$

$$m = +\,0{\cdot}14482, \quad n = -\,0{\cdot}03922$$

$$1 + m^2 + n^2 = 1{\cdot}0225, \quad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}01118$$

$$A = 0{\cdot}9659, \quad B = 0{\cdot}9552, \quad C = 0{\cdot}9388$$

$$(x)_{max\,r} = 1{\cdot}252$$

$$\frac{E_n}{\varrho\, Q\, H} = 0{\cdot}71$$

Ohne Rücksicht auf Reibungen verspricht demnach die Maschine einen Nutzeffekt von 71 Prozent; die Widerstände mögen circa 15 Prozent consumiren, von der Maschine darf man demnach eine reine Nutzwirkung von 56 Prozent erwarten, demnach circa 100 Pferdekräfte.

Kostenberechnung der Maschine.

Gusseisen.

	Kil.
Der Cylinder mit dem Klappenstück wiegt	720
Die Radkörper beider Räder	339
Zwei Axenlager	86
Die Klappe	65
Die Säule zum Aufzug	92
Gussplatte dazu	60
Wurm und Zahnquadrant	10
Das Schwungrad	46
Summe	1418

Schmiedeisen.

	Kill.
Die Axe der Klappe	41
Die Axe des Wurms	9
4 Schrauben zur Befestigung des Cylinders	17
Die Radkurven	63
Die Axe q der Turbinenräder	56
Die Blechdeckel	169
24 Schrauben zum Cylinder	8
8 Schrauben zu den Lagern	4
2 grosse und 10 kleine Schrauben zum Aufzug	4
Die Röhrenleitung (Länge . . 170m, Durchmesser 0·43m, Metalldicke 0·005)	8542
Summme . .	8913

Messing.

	Kill.
Zwei Dichtungsringe	24
Schalen zu den Lagern	5
Summe . . .	29

Gesammtgewicht der Maschine ohne Transmission: ohne Röhrenleitung . 1818 Kill., mit „ . 10360 „

100 Killogramm verarbeitetes Metall zu 160 Franken gerechnet, so sind die

Anschaffungskosten der Maschine ohne Transmission: ohne Röhrenleitung 2912 Franken, mit „ 16640 „

Anschaffungskosten per 1 Pferdekraft Nutzeffekt: ohne Röhrenleitung 29 „, mit „ 166 „

Dreiarmige Schott'sche Turbine.

Tafel X.

Diese Turbine ist, wie schon früher angegeben wurde, für ein Gefäll von 8m und für eine Wassermenge von 0.6 Kub. Met. berechnet und verzeichnet. Der absolute Effekt des Motors ist demnach 64 Pferdekraft. Die Bauart dieser Turbine hat mehrere Eigenthümlichkeiten. Das Wasser wird von unten herauf in das Rad geleitet, welches sich über dem Wasserspiegel befindet. Die Axe des Rades ist von einer Röhre umgeben, welche sich oben schirmförmig ausbreitet und unten mit einem Gefäss communizirt, in welchem die Pfanne für den Zapfen der Axe angebracht ist. Durch diese Einrichtung ist die Axe und der Zapfen gegen jede Berührung mit Wasser geschützt; in die Pfannen können daher keine Unreinigkeiten kommen, welche etwa das Wasser mit sich führt. Die Dichtung an der Einmündung des Rades geschieht vermittelst eines Messingringes, der durch den hydrostatischen Druck des Wassers an den Rand der Einmündung in das Rad angedrückt wird. Die Turbine befindet sich in einem Bassin in der Nähe einer Hauptmauer, welche nischenförmig ausgehöhlt ist. Das Zuleitungsrohr liegt in dem Abflusskanal. Die specielle Einrichtung der Bestandtheile der Maschine ist folgende:

Die Zuleitung.

a ist das untere Ende der Zuleitungsröhre von Eisenblech. Sie ist mit einem ringförmigen Winkeleisen, das an die Röhre angenietet ist, gegen die Flantschen eines gusseisernen Röhrenstückes b geschraubt, und dieses steht mit dem Cylinder c der Maschine in Verbindung. In der Röhre b befindet sich eine gusseiserne ellyptische Klappe, die vermittelst eines Mechanismus in verschiedene Stellungen gebracht werden kann, um die Röhrenleitung entweder ganz abzuschliessen oder um den Wasserzufluss zu reguliren. Die Klappe ist mit zwei Stiften an eine Axe befestigt, die sich unten in einer an den Cylinder b angegossenen Hülse dreht, oben durch eine Stopfbüchse geht, und ausserhalb derselben mit einem verzahnten Quadranten e versehen ist. In die Zähne des letzteren greift ein Getriebe f ein, welches mit der vertikalen Axe g verbunden ist. An das obere Ende der Axe g, die sich unten in einer an den Cylinder b angegossenen Hülse dreht und oben durch eine Säule h gehalten ist, ist eine Kurbel i angesteckt, vermittelst welcher der ganze Mechanismus gedreht werden kann. Ein Druck von höchstens 10 Kill. auf die Kurbel ausgeübt ist hinreichend, die Klappe aus der Lage zu bringen, in welcher sie die Röhre verschliesst. Hat einmal das Oeffnen begonnen, so lässt sich die Klappe noch viel leichter bewegen. Um sie aber in einer bestimmten Stellung erhalten zu können, dient der Stellstift j, welcher durch die hintere Fortsetzung des Kurbelarmes und durch eines von den 12 Löchern gesteckt wird, die in das scheibenförmige Ende der Säule eingebohrt sind.

Der Cylinder und seine Basis.

Der Cylinder c ist oben offen und unten mit einem Boden versehen, in dessen Mitte eine kleine runde Oeffnung angebracht ist. Er ist auf einer Basis befestigt, die durch ein parallelepipedisches, mit Nerven verstärktes Gefäss k gebildet wird, an dessen Boden eine Hülse l zur Aufnahme der Zapfenpfanne angegossen ist. In Figur 2 ist der Horizontaldurchschnitt der Basis punktirt angedeutet.

Der Boden der Basis, der mit Schrauben an einen Quaderblock befestigt wird, ist durchbrochen; drei von den Seitenwänden sind massiv, die vierte (linker Hand) hat, um zur Pfanne kommen zu können, eine Oeffnung, die mit einem Deckel verschlossen wird. Zum Schmieren des Zapfens und der Pfanne ist am Boden von k eine Röhre m angegossen, die innen in die Hülse l, aussen an der Wand ausmündet; daselbst wird das Schmierrohr angeschraubt. Gegen die Bodenfläche von c ist das Rohr n angeschraubt, welches oben in eine Form übergeht, die mit der Rose einer Gieskanne Aehnlichkeit hat. Die untere Ausbreitung n_1 bewirkt eine gute Leitung des Wassers; die obere Wölbung verhindert, da sie sich an die Axe anschliesst, einerseits: dass kein Wasser in die Röhre und mithin auch nicht zum Zapfen gelangen kann, und anderseits, dass der horizontanle Rand der Rose selbst dann nicht an den Körper des Rades anschleifen kann, wenn die Axe desselben etwas vibriren oder schwanken sollte.

Das Rad

hat, wie Fig. 2 zeigt, drei Kanäle. Es ist nach den Regeln verzeichnet, welche früher für die Construktion der Reaktionsturbine angegeben worden sind.

Die obere Scheibe o des Radkörpers, die durchbrochene Wölbung p, die Hülse q und die Wände r r_1 der Radkanäle sind aus einem Gussstück. Die untere ringförmige

Scheibe o_1 ist, wie Fig. 2 zeigt, mit 12 Schrauben gegen den oberen Theil des Rades befestigt.

Die äusseren Theile der Wände r_1 r_1 r_1 bilden bewegliche Klappen, um die Weite der Ausflussöffnungen reguliren zu können. Zu diesem Zwecke dienen die Stellschrauben s (Fig. 2 und Fig. 3). Bei dieser Einrichtung muss man, wenn die Stellung der Klappe verändert werden soll, die Maschine abstellen. Es unterliegt auch keiner Schwierigkeit, eine Einrichtung zu treffen, vermittelst welcher die Klappe während des Ganges der Maschine regulirt werden kann. Dies kann z. B. auf folgende Art geschehen: Man steckt auf die Axe des Rades eine Gleithülse mit einem eingedrehten Hals, die sich mit der Axe dreht, aber längs derselben auf und ab bewegt werden kann. Zum Auf- und Niederbewegen derselben kann ein Gabelhebel angewendet werden, wie bei den Auslösungen. Um durch diese Bewegung der Gleithülse zu bewirken, dass die Klappen aus- und einbewegt werden, kann man für jede derselben einen mit dem Rade beweglichen Winkelhebel anbringen, von welchem der eine Arm vermittelst eines Stängelchens mit der Gleithülse, und der andere durch ein zweites Stängelchen mit der Klappe in Verbindung steht. Ich habe es vorgezogen in der Zeichnung, die zwar etwas unbequeme, aber im Uebrigen einfache Anordnung mit den Stellschrauben anzuwendeu.

Die Axe des Rades wird oberhalb des letzteren durch ein in der Zeichnung nicht dargestelltes Lager gehalten, welches an dem Lagerstuhl t angeschraubt ist. Die Entfernung dieses Lagers von der Hülse des Rades ist aus dem Grunde grösser angenommen worden, als es für das Halten der Axe zweckmässig wäre, damit man die Dichtung am oberen Ende des Cylinders c leicht untersuchen kann, ohne die Maschine demontiren zu müssen. Es lässt sich nämlich das Rad so hoch heben, dass der Messingring aus dem Cylinder ganz herausgezogen werden kann. Die Axe des Rades geht durch die Röhre und durch die Basis k bis zur Pfanne herab, und ist daselbst mit einem angedrehten Zapfen versehen. Die Transmissionsräder sind in der Zeichnung weggelassen.

Die Pfanne u

besteht aus zwei Theilen, um die in dem Boden derselben angebrachten Querrinnen rein ausarbeiten zu können. Das Oel gelangt durch die Röhre m zunächst in eine ringförmige, in die innere Wand der Hülse l eingedrehte Nuth, von da durch Oeffnungen, die durch die Wände der Pfanne u gebohrt sind, in den ringförmigen Raum am Umfange der Berührungsfläche zwischen dem Zapfen und dem Boden der Pfanne, und endlich in die daselbst angebrachte Furche, um Zapfen und Pfanne zu schmieren. Die Dichtung am oberen Ende des Cylinders c hat eine ganz ähnliche Einrichtung, wie bei der zweiarmigen Doppel-Turbine. Da hier der Dichtungsring ein bedeutendes Gewicht hat, so könnte vielleicht der Wasserdruck auf den unteren Rand des Ringes nicht hinreichen, das Gewicht des Ringes und die Reibung am Umfang zu überwinden, wenn dies der Fall wäre, so müsste man noch Federn anbringen, um den Ring stärker aufwärts zu drücken.

Berechnung der Hauptdimensionen der Maschine.

Daten.

H Gefälle . . . . . $= 8^m$
Q Wassermenge per $1''$ . . . . . $= 0{\cdot}6$
R_2 innerer Halbmesser des Rades $= 0{\cdot}4\sqrt{Q}$ . . . . . $= 0{\cdot}31$

R_1 äusserer Halbmesser des Rades $= 3\ R_2$ . . . . . $= 0{\cdot}93$

$\Omega_1 = 1{\cdot}1\ \frac{Q}{\sqrt{2gH}}$ Summe der Querschnitte der Austrittsöffnungen . . . . $= 0{\cdot}0503$

$\mathfrak{N} = 7{\cdot}81\ \frac{\sqrt{2gH}}{R_1}$ Anzahl der Umdrehungen in 1 Minute . . . . . $= 110$

Berechnung des Effektes des Rades nach den allgemeinen Formeln.

Nach den so eben erhaltenen Resultaten, und nach den Dimensionen der Zeichnung hat man zur Berechnung des Effektes folgende Daten:

$$R_2 = 0{\cdot}31, \quad \alpha = 90, \quad \delta = \delta_1 = 0{\cdot}15, \quad k = 1,$$
$$R_1 = 0{\cdot}93, \quad \beta = 40, \quad s_2 = 0{\cdot}33, \quad k_1 = 1,$$
$$H = 8, \quad \gamma = 16, \quad s_1 = 0{\cdot}12,$$

und man findet:

$$\Omega = 0{\cdot}2920 \qquad \Omega_1 = 0{\cdot}0503 \qquad \Omega_2 = 0{\cdot}1485$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} = 0{\cdot}1722 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} = 0{\cdot}3387$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \sin\alpha = 0{\cdot}1722 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega k} \cos\alpha = 0$$

$$\frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \sin\beta = 0{\cdot}2177 \qquad \frac{\Omega_1 k_1}{\Omega_2} \cos\beta = 0{\cdot}2595$$

$$n = 0{\cdot}0455, \qquad m = 0{\cdot}2595$$

$$1 + m^2 + n^2 = 1{\cdot}0694, \qquad \sqrt{1 + m^2 + n^2} = 1{\cdot}0340$$

$$A = 0{\cdot}9223, \qquad B = 0{\cdot}9297, \qquad C = 0{\cdot}8959$$

$$(x)_{\max r} = 1{\cdot}3$$

$$\frac{E_n}{\varrho\ Q\ H} = 0{\cdot}72$$

Kostenberechnung der Maschine.

Gewicht an Gusseisen.

	Kill.
Die Basis des Cylinders	761
Der Cylinder	514
Das Klappenrohr	403
Die Röhre im Cylinder c	91
Die Klappe	46
Uebertrag . .	1815

	Kill.
Uebertrag . .	1815
Quadrant, Getriebe und Säule	36
Das Rad	1040
Die Axe (bis zum Lagerstuhl)	195
Der Lagerstuhl mit dem Lager	100
Summe . . .	3186

Gewicht an Schmiedeisen.

	Kill.
Die Leitung (von Eisenblech)	1000
50 Schrauben	40
Axe der Klappe	9
Axe des Getriebes und der Kurbel	6
15 Schrauben zum Rade	12
Summe . . .	1067

Gewicht an Messing.

	Kill.
Die Pfanne	13
Der Dichtungsring	45
Die Schale zum Lager	7
Summe . . .	65

Gesammtgewicht der Maschine ohne Transmission = 4318 Killogramm. 100 Killogramm verarbeitetes Metall zu 160 Franken gerechnet, kostet die ganze Maschine 6908 Franken und per Pferdekraft 138 Franken.

TAFEL XI.

Construktionszeichnung einer Jonval'schen Turbine.

Grundriss, Ansicht und Durchschnitt. Eine Detailerklärung ist für diese Tafel nicht nothwendig. Die Einheit des Maassstabes ist gleich dem mittleren Halbmesser $\frac{1}{2}(R_1 + R_2) = R$ des Rades. Man kann demnach alle Detailabmessungen im Verhältniss zum Halbmesser aus diesem Blatte entnehmen.

TAFEL XII.

Zapfen-Anordnungen.

Auf dieser Tafel sind die Zapfen-Anordnungen zusammengestellt, welche von verschiedenen Construkteurs bei *Jonval*'schen Turbinen angewendet worden sind.

Die Prinzipien, welche bei der Construktion der Zapfenlager-Anordnungen zu beachten sind, habe ich in meinen „Prinzipien der Mechanik", Seite 180 bis 193, zweite

Auflage ausführlich erklärt, darf also ihre Kenntniss hier voraussetzen, und wende mich sogleich zur Beschreibung und Beurtheilung der auf Tafel XII. dargestellten Anordnungen.

Fig. 1 ist eine einfache Anordnung für eine *Jonval*-Turbine. a das untere Ende der Turbinenaxe. b der Zapfen aus Schmiedeisen oder Stahl. Derselbe ist in das untere Ende der Axe konisch eingesetzt. b die Zapfenunterlage von Kanonenmetall. Dieselbe hat die Form einer abgeschnittenen Kugel. In der oberen kreisförmigen Ebene ist eine Querfurche angebracht und die Kugel ist nach vertikaler Richtung durchbohrt. Das Gehäuse d wird durch mehrere Arme e e getragen, deren äussere Enden an das Abflussrohr der Turbine befestiget sind.

Das Oel wird durch das Rohr e zugeleitet, geht durch die Durchbohrung der Unterlage c und durch die Querfurche nach der inneren Aushöhlung und wird aus dieser durch das Rohr f abgeleitet. Das Gehäuse ist durch eine Stopfbüchse g geschlossen, welche sowohl das Eindringen von Wasser, als auch das Entweichen des Oeles verhindert. Die äussere Kugelpfanne der Unterlage bewirkt durch ihre Nachgiebigkeit eine gleichförmige Vertheilung des Druckes zwischen der unteren Fläche des Zapfens b und der oberen ebenen Fläche der Unterlage. Allein eine kleine Unvollkommenheit in der Aufstellung der Axe a kann ein einseitiges Andrängen derselben an die Stopfbüchse veranlassen, was nicht gut ist.

Fig. 6 ist eine ganz ähnliche Einrichtung, und unterscheidet sich von der vorhergehenden theils durch die Form des Gehäuses, theils durch die Richtungen der Zu- und Ableitungsröhren.

Fig. 3 und 8 ist eine Einrichtung, welche sich von den beiden vorhergehenden im Wesentlichen dadurch unterscheidet, dass der ganze Apparat unten herausgenommen werden kann. a ist ein äusseres Gehäuse, das durch Arme b mit dem Abflussrohr der Turbine verbunden wird. In diesem Gehäuse steckt das innere Gehäuse c. Es ist oben mit einer die Turbinenaxe d umfassenden Stopfbüchse versehen, enthält eine oben ebene, nach unten halbkugelförmige Zapfenunterlage e, und wird durch das Rohrstück f getragen, das durch drei Schrauben g g g an das äussere Gehäuse a gehängt ist und gegen dasselbe nach vertikaler Richtung verstellt werden kann. Drei Druckschrauben h h h, die durch die Wand des äusseren Gehäuses gehen, halten das innere Gehäuse c und gestatten eine leise Verstellung des letzteren in horizontalem Sinne. Das Oel wird durch das Rohr k zu- und durch das Rohr l abgeleitet. Die Zuleitung geschieht continuirlich, die Ableitung kann ebenfalls continurlich oder zeitweise geschehen, zu welchem Zwecke in dem Röhrchen l ein Ablasshahn m angebracht ist.

Diese Anordnung ist zweckmässig für geschlossene *Jonval*'sche Turbinen, weil es bei diesen mit Schwierigkeiten verbunden ist, das Rad und die Axe oben heraus zu ziehen und die Unterlage heraus zu nehmen. Die halbkugelförmige Unterlage e bewirkt eine gleichförmige Vertheilung des Druckes zwischen der unteren Fläche des Zapfens und der oberen ebenen Fläche der Unterlage, allein eine kleine Ungenauigkeit in der Stellung der Turbinenaxe oder eine kleine Veränderung dieser Stellung kann ein einseitiges Anpressen der Axe an die Stopfbüchse veranlassen; in dieser Hinsicht ist also diese Einrichtung nicht ganz gut.

Fig. 12. Diese Einrichtung unterscheidet sich von der in Fig. 1 und 6 dargestellten im Wesentlichen durch die Zapfenunterlage. Diese besteht hier aus drei Platten a b c. a liegt auf dem Boden des Gehäuses d und ist oben mit einer halbcylindrischen zur Ebene des Papieres parallelen Furche versehen. c ist eine ähnliche Platte mit einer an der unteren Fläche angebrachten, auf die Ebene des Papieres senkrecht gerichteten halbcylindrischen Furche. Die mittlere Platte b hat zwei halbcylindrische Wulste. Der eine ist an der unteren Fläche der Platte angebracht und liegt in der Furche von a, der

andere Wulst ist an der oberen Fläche von b angebracht und auf demselben liegt die Furche der oberen Platte c. Die Platten b und c sind nicht ganz streng in das Gehäuse d eingepasst; und diese kleine Nachgiebigkeit gestattet, dass die obere Platte innerhalb enger Grenzen in jede beliebige Lage gerathen kann, was zur Folge hat, dass der Druck zwischen der unteren Fläche des Turbinenzapfens e und der oberen Ebene der Platte c gleichförmig vertheilt wird. Das Oel wird durch die Durchbohrung f der Turbinenaxe zu- und durch die Durchbohrungen g der Platten a b c abgeleitet.

Fig. 11. Diese Anordnung ist eine Umkehrung der ganz gewöhnlichen Zapfeneinrichtung für vertikale Wellen. Die Welle dreht sich auf und um einen feststehenden Zapfen a. In die hohle Welle b der Turbine ist eine mit einer Stopfbüchse f versehene Pfanne c eingesetzt, und das Oel wird durch ein Röhrchen d durch die hohle Axe nach dem Zapfen geleitet. Der Radköper d ist an die hohle Axe b angekeilt. Besonders lobenswerthe Eigenschaften besitzt diese Anordnung nicht. Die Oelung ist eine ganz gewöhnliche und der Druck gegen die obere Fläche und gegen die Umfangsfläche des Zapfens kann sich hier nicht von selbst gleichförmig vertheilen, wenn ein geringer Fehler in der Stellung der Axe eintritt.

Fig. 2 ist eine Anordnung, die ich schon in den früheren Auflagen der Resultate für den Maschinenbau angegeben, und in den „Prinzipien des Maschinenbaues" beschrieben und beurtheilt habe. Am untern Ende der Welle sind zwei Gehäuse vorhanden. Das innere mit einer Stopfbüchse versehene Gehäuse b umfasst die Welle und ist mit Oelfurchen versehen, durch welche die Umfangsfläche der Axe eingefettet wird. Das äussere Gehäuse c umschliesst das innere, ist unten, sowohl aussen als innen, halbkugelförmig gebildet, und enthält eine halbkugelförmige Zapfenunterlage d, auf welcher der Zapfen der Welle aufsitzt. Dieses äussere Gehäuse sitzt in einer halbkugelförmigen Höhlung e, die durch mehrere Arme mit dem Turbinenmantel befestiget ist. Das Oel wird durch ein Röhrchen g zugeleitet, gelangt zunächst in die an der innern Wand des Gehäuses b angebrachten vertikalen Furchen, wodurch der Zapfenumfang eingefettet wird, dringt hierauf zwischen die Grundfläche des Zapfens und der oberen Ebene der Unterlage d ein, zu welchem Behufe in diese Ebene eine Querfurche angebracht ist, und fliesst zuletzt durch die vertikalen Durchbohrungen der Unterlage und der Gehäuse und durch das Röhrchen h ab.

Bei dieser Einrichtung muss unter allen Umständen eine gleichförmige Vertheilung des Druckes sowohl an der Grundfläche wie an der Umfangsfläche des Zapfens eintreten, und eine fehlerhafte Aufstellung ist hier so zu sagen nicht möglich.

Fig. 10 ist eine Einrichtung, die sich von der vorhergehenden im Wesentlichen nur durch die Art und Weise unterscheidet, wie das äussere Gehäuse c getragen wird. Dieses ist nämlich hier vermittelst eines *Hook*'schen Schlüssels aufgehängt, welcher gestattet, dass das Gehäuse ganz zwanglos in jede Lage gebracht werden kann. Dieser *Hook*'sche Schlüssel hat folgende Einrichtung. Am Gehäuse c sind zwei Zapfen i i angegossen, und diese liegen in einem Ring k, der ebenfalls mit Zapfen versehen ist. Die geometrischen Axen der Zapfen am Ring k bilden mit der geometrischen Axe der Zapfen i i des Gehäuses einen rechten Winkel. Die Zapfen des Ringes k liegen in Lagern des Gestells l. Die ganze Einrichtung ist allerdings komplizirt, allein sie ist instruktiv, weil man an derselben die Prinzipien, um die es sich handelt, klar realisirt sieht. Für praktische Zwecke mag eine einfachere Construktion, welche den Prinzipien annähernd genügt, vorzuziehen sein.

Fig. 13, 14, 15, 16 zeigen die Construktion eines *Fontaine*'schen Zapfens. a ist die feststehende Stange, welche unten in einer Bodenplatte b, Fig. 15, eingesetzt und angekeilt ist, und oben die Zapfenpfanne c trägt. d ist das Rohr, das unten durch eine konische Fühlung e, Fig. 16, und oben durch den cylindrischen Kopf f der Stange a concentrisch

erhalten wird. An dieses Rohr ist unten das Turbinenrad g, oben das Transmissionsrad h angekeilt. Dasselbe endigt oben mit einem hufeisenförmigen Bügel k, in welchem der nach abwärts gekehrte Zapfen l eingesetzt und angeschraubt ist. Da sich bei dieser Construktion die ganze Zapfeneinrichtung über dem Wasser an der höchsten Stelle der Maschine befindet, so ist der Zapfen gegen Unreinigkeit, Schlamm oder scharfes Sandpulver vollkommen geschützt, kann ferner der Zapfen leicht geölt, beaufsichtiget, weggenommen und durch einen neuen ersetzt werden, ohne die Maschine demontiren zu müssen. Indessen eine gut angeordnete Zapfenconstruktion hält sich auch unter Wasser, und die gewöhnliche Einrichtung ist doch viel einfacher; der praktische Vortheil dieses *Fontain*'schen Zapfens ist also doch nicht so erheblich, als man zunächst meinen sollte.

Fig. 4 und 5 ist eine zweite Construktionsart eines *Fontain*'schen Zapfens. a ist die Tragstange; b die Röhre, an welche unten das Turbinenrad angekeilt wird; c ein Halslager; d eine Hülse, welche mit ihrem unteren Ende gegen das Rohr b geschraubt und mit der Transmissionswelle e vermittelst eines Längenkeiles und eines Querkeiles verbunden ist. Das erste Transmissionsrad ist in einer gewissen durch die Lokalverhältnisse bedingten Höhe an die Axe e gekeilt, die Theile e, d, b sind mithin zu einem unveränderlichen Ganzen verbunden und drehen sich gemeinschaftlich um die Tragstange a. f ist ein Oelgefäss, von welchem aus das Oel durch ein Röhrchen an den im Innern befindlichen, an das untere Ende der Axe befestigten Zapfen g geleitet wird. h ist die Zapfenunterlage.

Fig. 7 ist eine dritte Construktionsart eines *Fontain*'schen Ueberwasserzapfens. a ist die Tragstange; b das Rohr, an welches das Turbinenrad gekeilt wird; c c eine Klappe, welche das Röhrenende verschliesst und auf dasselbe durch mehrere Schrauben befestigt ist. Diese Klappe enthält den halbkugelförmigen Körper d, der mit seiner unteren ebenen Fläche auf der oberen Fläche des in die Tragstange eingesetzten Zapfens e auflie gt und sich darauf herumdreht. Das Oel wird aus dem Behälter f durch eine Durchbohrung nach der Berührungsfläche der Körper d und e geleitet. Das Transmissionsrad g ist an die Röhre b gekeilt und diese selbst wird durch ein in der Zeichnung nicht angedeutetes Halslager in vertikaler Richtung erhalten.

TAFEL XIII.

Jonval'sche Turbine der Maschinenfabrik in Esslingen.

Die Werkstätten der unter der Leitung des Herrn *Emil von Kessler* stehenden Maschinenfabrik zu Esslingen bei Stuttgart werden durch eine Turbine getrieben, welche ihren Wasserzufluss aus dem Neckar erhält. Der Entwurf zu dieser Turbine ist von Herrn *Trück*, welcher früher an der polytechnischen Schule zu Carlsruhe angestellt war, nun aber seit einer Reihe von Jahren als Construkteur der oben genannten Fabrik wirkt.

Das Gefälle beträgt 2·4 Meter, der Wasserzufluss in einer Sekunde 1·728 Kubik-Meter.

Die Hauptdimensionen der Turbine sind:

Innerer Halbmesser des Rades	$R_2 = 0{\cdot}670$
Aeusserer Halbmesser des Rades	$R_1 = 0{\cdot}950$
Mittlerer Halbmesser des Rades	$R = 0{\cdot}810$
Höhe des Einlaufrads	$= 0{\cdot}320$
Höhe des Turbinenrads	$= 0{\cdot}280$
Neigung der Leitschaufeln	$\alpha = 18°$
Obere Neigung der Radschaufeln	$\beta = 60°$

Anzahl der Leitschaufeln . . . . . $i = 16$
Anzahl der Radschaufeln . . . . . $i_1 = 25$
Umdrehungen des Rades in 1 Minute . . . . . $n = 46$

Für diese Daten geben die Seite 97 aufgestellten Formeln:

$$U = \sqrt{9{\cdot}808 \times 2{\cdot}4 \frac{\sin 60^\circ}{\cos 18^\circ \sin 78^\circ}} \quad \ldots \ldots = 4{\cdot}67$$

$$R_1 = \sqrt{\frac{1{\cdot}7828}{4{\cdot}68\left[1 - \left(\frac{0{\cdot}67}{0{\cdot}95}\right)^2\right] 3{\cdot}142 \sin 18^\circ \left[1 - \frac{16}{2 \times 3{\cdot}142 \sin 18^\circ} \frac{1}{40} - \frac{25}{2 \times 3{\cdot}142 \sin 60^\circ} \frac{1}{40}\right]}} = 1{\cdot}064$$

$$R_2 = 1{\cdot}064 \frac{0{\cdot}67}{0{\cdot}95} \quad \ldots \ldots = 0{\cdot}750$$

$$R = \frac{1}{2}(1{\cdot}064 + 0{\cdot}750) \quad \ldots \ldots = 0{\cdot}907$$

$$v = 0{\cdot}774 \sqrt{9{\cdot}808 \times 2{\cdot}4 \frac{\sin 78}{\sin 60^\circ \cos 18^\circ}} \quad \ldots \ldots = 4{\cdot}09$$

$$n = 9{\cdot}548 \frac{4{\cdot}09}{0{\cdot}907} \quad \ldots \ldots = 43$$

Unsere Formeln geben also ein etwas grösseres Rad und eine etwas kleinere Geschwindigkeit desselben, was wohl seinen Grund darin haben mag, dass Herr *Trück* den Einfluss der Dicke der Radschaufeln nicht berücksichtiget zu haben scheint.

Die Zeichnungen bedürfen keiner weitläufigen Beschreibung. Fig. 1 und 2 sind vertikale, Fig. 3 und 4 horizontale Ansichten der Maschine. In Fig. 1 sieht man bei a die Aufstellung der Tragstange. Dieselbe steckt in einem Topfe, der auf einem in die Erde eingerammten Pfahle ruht. Bei b sieht man wie das Rad mit der Röhre verbunden, und wie diese vermittelst eines Konus gegen die Tragstange concentrisch gehalten wird. Diese Construktion ist in Fig. 16, Tafel XII., im Detail dargestellt. Auch die Zapfeneinrichtung ist in Fig. 4, Tafel XII., in grösserem Maassstabe dargestellt. Oben ist ein auf Balken liegender Lagerstuhl angebracht, an welchen das Halslager für die Turbinenaxe und das Zspfenlager für die liegende Transmissionswelle geschraubt wird. Die Turbine ist mit zwei Schützen e und f versehen. e ist der Einlassschützen, f der sogenannte Regulirschützen. Derselbe ist cylindrisch und wird durch zwei Zugstangen gehoben, kann aber nicht mit Vortheil zur „Regulirung" des Wasserzuflusses gebraucht werden. In Fig. 3 sieht man, dass die Kanten der Schaufeln des Einlaufrades und des Turbinenrades nicht radial stehen, sondern mit der radialen Richtung einen kleinen Winkel bilden, wodurch die Störungen, welche die Schaufelkanten beim Uebertritt des Wassers aus dem Leitrad in das Turbinenrad verursachen, vermieden werden sollen. Erheblich wird der hieraus etwa entstehende Vortheil nicht sein.

TAFEL XIV.

Disposition der Turbinen in der Papierfabrik zu Freiburg.

Im Jahre 1848 haben die Herren *Flintsch u. Comp.* in Freiburg eine neue Papierfabrik erbaut, die durch drei Turbinen getrieben wird. Zwei derselben sind zum Betriebe

der Holländer, die dritte ist zum Betriebe der Papiermaschine bestimmt. Diese letzteren sind von *Escher Wiss* u. Comp. Die Triebwerke der Turbinen, so wie überhaupt alles, was sonst am Bau und in der Einrichtung von Eisen ist, wurden von der Maschinenfabrik zu Carlsruhe geliefert. Vollständige Pläne von dieser schönen Fabrik findet man in *Förster's* Bauzeitung. Der Wasserbau zu diesen Turbinen ist auf Tafel XIV. und die Turbinen sind auf Tafel XV. dargestellt. Der Zuflusskanal besteht bis a (Fig. 3) hin aus einem Erdwerk mit Seitenmauern; von a bis b dagegen ist der Boden des Zuflusses aus einem überdielten Balkenwerk gebildet, und der Abflusskanal befindet sich von a an unter dem Zuflusskanal; bei b sind Schleussen angebracht, welche das Ueberwasser ablaufen lassen und auch zur vollständigen Entleerung des Kanals dienen. c c_1 sind zwei zwischen dem Kanal und der Mauer des Fabrikgebäudes angebrachte ummauerte Kammern, welche zwei zum Betriebe der Holländer bestimmte Turbinen enthalten. d d_1 sind Schleussen, durch welche das Betriebwasser aus dem Zuflusskanal in die Kammern c c_1 gelassen wird. Die Räume unter den Böden dieser Kammern communiziren mit dem Theil des Abflusskanals, der sich unter dem Zuflusskanal befindet. Jede dieser Turbinen treibt eine Holländerreihe, die auf gleicher Höhe auf einem von eisernen Säulen gestützten Boden liegen. Die zum Betrieb der Papiermaschine bestimmte *Fourneyron*'sche Turbine mit umgekehrter Aufstellung befindet sich bei e im Fabrikgebäude selbst, und das Wasser wird dieser Turbine durch ein Rohr f zugeleitet. Der ganze Bau ist eben so solid als schön angelegt und ausgeführt.

TAFEL XV.

Auf dieser Tafel sind zwei von den drei Turbinen dargestellt. Fig. 1 bis 4 sind Darstellungen von den grösseren der beiden für den Betrieb bestimmten Turbinen. Fig. 5 und 6 ist eine Darstellung der *Fourneyron*'schen Turbine mit umgekehrter Aufstellung. Fig. 1 ist ein Vertikaldurchschnitt mit einer Ebene, die auf der Wand des Fabrikgebäudes senkrecht steht. Man sieht unten die Einrichtung der Turbine, des Zapfens und der beiden Kammern, oben die Einrichtung der Wellen der Transmissionsräder, des Lagerstuhles und die Vorrichtung zum Aufziehen der Turbine mit ihrer Axe. Diese Vorrichtung und der Lagerstuhl sind noch in Fig. 2 besonders dargestellt. Fig. 3 ist ein Grundriss der Turbine, und Fig. 4 eine äussere Ansicht der Räder und des Zapfenträgers.

Die Construktion der *Fourneyron*'schen Turbine, Fig. 5 und 6, bedarf einer etwas detaillirteren Beschreibung.

a das Zuleitungsrohr; b der Maschinencylinder, in welchen das Wasser zunächst aus dem Zuflussrohr eintritt; c ist ein Rotationskörper; derselbe ist durch einen Arm d, Fig. 5 und 6, und durch eine Röhre e an den Maschinencylinder angegossen. Auf dem Körper c liegt das Einlaufrad f mit der Leitfläche g. In dem Körper des Einlaufrades ist der Zapfen h eingesetzt und angeschraubt, auf welchem sich die hohle Axe der Turbine dreht. Die Zapfeneinrichtung ist in Fig. 11, Tafel XII., im Detail dargestellt. k ist das an die hohle Axe l angekeilte Turbinenrad. In dem cylindrischen Raum zwischen dem äusseren Umfang des Einlaufrades und dem inneren Umfang des Turbinenrades ist ein Blechschützen angebracht, der durch ein Hebelwerk auf und ab bewegt wird. Die Einrichtung dieses Hebelwerkes erkennt man am besten durch Fig. 5. m und n sind zwei Axen. Erstere ist durch das Rohr e gesteckt und an den Enden in Lager gelegt, letztere befindet sich in einer zweiten Röhre, die durch einen Arm mit dem Maschinencylinder verbunden ist. Mit der Axe m sind die drei Hebel p_1 p_2 p_3, mit der Axe n sind die zwei Hebel p_4 p_5 befestigt. Die Hebel p_3 p_4 sind nicht, wie in der Zeichnung,

horizontal, sondern vertikal gestellt, und durch eine Kupplungsstange verbunden. Von dem Zapfen der Hebel p_1 p_2 p_3 aus gehen Stängelchen in die Höhe, welche den Schützencylinder fassen. Wird nun einer dieser Hebel von der Axe q aus bewegt, so hat dies eine Auf- oder Abbewegung des Schützens zur Folge. Oben sind Lagerstühle r und s angebracht, welche die Lager für die horizontalen Wellen t und u, und ferner noch den Axenhalter v für die Turbinenwelle tragen. Die Uebersetzung von l auf t geschieht durch Winkelräder, die Uebersetzung von t auf u durch Stirnräder. Beide Uebersetzungen geschehen in's Langsame, weil, wie bekannt, die Papiermaschinen einen sehr langsamen Gang haben. w ist eine Vorrichtung mit Schrauben zum Heben der Turbinenaxe l und des Turbinenrades k. Die Zapfenölung geschieht vom oberen Ende der hohlen Turbinenaxe l aus durch ein im Innern der Axe angebrachtes Röhrchen.

TAFEL XVI.

Jonval-Turbinen. Umgekehrte Aufstellung.

Zwei von den hier dargestellten Turbinen sind ausgeführt und befinden sich im Gang, die beiden andern sind Entwürfe.

Fig. 1 bis Fig. 10 sind Darstellungen von einer Turbine in der Fabrik von Herrn *Wettekind* in Oberursel bei Frankfurt. Diese Turbine ist für ein Gefälle von H = 22·5 Meter und eine Wassermenge von Q = 0·0945 Kubik-Meter construirt. Sie ist von Herrn *Trück* construirt und in der Maschinenfabrik von Esslingen ausgeführt.

Die wesentlichsten Daten sind:

Gefälle	$H = 22{\cdot}5$ Meter.
Wasserzufluss in einer Sekunde	$Q = 0{\cdot}0945$ Kubik-Meter.
Absoluter Effekt der Wasserkraft	$N_a = 28{\cdot}35$ Pferde.
Innerer Halbmesser des Rades	$R_2 = 0{\cdot}15$
Aeusserer Halbmesser des Rades	$R_1 = 0{\cdot}21$
Höhe des Einlaufrades	$= 0{\cdot}10$
Höhe des Turbinenrades	$= 0{\cdot}07$
Anzahl der Leitschaufeln ((Blech)	$l = 12$
Anzahl der Radschaufeln (Blech)	$l_1 = 18$
Winkel der Leitschaufeln	$\alpha = 12$
Winkel der Radschaufeln	$\beta = 72$
Anzahl der Umdrehungen des Rades in einer Minute	$n = 720$

Nach unseren Formeln erhalten wir:

$$\text{für } H = 22{\cdot}5, \qquad \alpha = 12°, \qquad \beta = 72°$$

$$U = \sqrt{g\,H\,\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)}} = 14{\cdot}7 \text{ Meter}$$

$$\text{für } U = 14{\cdot}7, \quad \mathfrak{Q} = 0{\cdot}0945, \quad k = 1, \quad \frac{R_2}{R_1} = \frac{3}{4}, \quad \alpha = 12° \; \beta = 72°, \quad i = 12,$$

$$i_1 = 18, \qquad \frac{e}{R} = \frac{e_1}{R_1} = \frac{1}{40}$$

findet man ferner:

$$R_1 = \sqrt{\left\{\frac{Q}{U\,k\left[1-\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\right]\pi\sin\alpha\left(1-\frac{i}{2\pi\sin\alpha}\frac{s}{R}-\frac{i_1}{2\pi\sin\beta}\frac{s_1}{R}\right)}\right\}} = 0{\cdot}180$$

$$R_2 = \frac{3}{4}R_1 = \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots = 0{\cdot}140$$

$$R = \frac{1}{2}(R_1 + R_2) \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots = 0{\cdot}160$$

$$v = 0{\cdot}774\sqrt{g\,H\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta\cos\alpha}} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots = 11{\cdot}76$$

$$n = 9{\cdot}548\frac{v}{R} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots = 700$$

Höhe des Turbinenrades 0·5 R . . . . . = 0·080

Höhe des Einlaufrades 0·6 R . . . . . = 0·096

Eine Vergleichung dieser Rechnungsresultate mit den Angaben des Construkteurs zeigt eine angemessene Uebereinstimmung. Die Zeichnungen bedürfen keiner detaillirten Beschreibung.

Die Einrichtung des Rades und Zapfens ist in Fig. 1 in einem kleineren, in Fig. 12 in einem grösseren Maassstab dargestellt.

Das Zuleitungsrohr a, Fig. 1, enthält eine Drehklappe b. Vor derselben beginnt das mit einem Schieber verschliessbare Entleerungsrohr c. Die Axe der Drehklappe und der Stiel des Schiebers werden durch einen in Fig. 8, 9, 10 dargestellten Mechanismus bewegt. Die Figuren 4, 6, 7 zeigen die erste Räderübersetzung. Diese geschieht mit Stirnrädern in's Langsame, weil die Turbine sehr schnell läuft. Die Turbinenaxe dreht sich aber um die konische Spitze einer Stellschraube, weil das Turbinenrad durch den Wasserdruck vertikal aufwärts gepresst wird.

Fig. 11 und 13 sind zwei Construktionen, welche sich von Fig. 12 im Wesentlichen nur durch die Zapfeneinrichtung unterscheiden. Die Turbine, Fig. 13, ist aber mit einer Drehscheibe versehen, in welcher sich Oeffnungen befinden, die so gestaltet sind, dass die Ausströmungsöffnungen durch eine Rechts- oder Linksdrehung der Scheiben im ersteren Falle vergrössert, im letzteren Falle verkleinert werden.

Diese Einrichtung ist ähnlich derjenigen, welche in Tafel 8, Fig. 9 dargestellt und Seite 157 beschrieben wurde.

Die umgekehrte Aufstellung hat für Turbinen mit grossem Gefälle und kleiner Wassermenge den praktischen Vortheil der leichten Aufstellung, Beaufsichtigung und Bedienung, in theoretischer Hinsicht ist sie nicht besser noch schlechter, als die direkte Aufstellung. Ich habe diese Aufstellung einstens für eine Lokalität vorgeschlagen, wo der Wasserbau für *Schott*'sche Turbinen hergestellt worden war, aber nachträglich *Jonval*'sche Turbinen vorgezogen wurden.

TAFEL XVII.

Die Turbine der Spinnerei zu Atzenbach.

Atzenbach ist ein Dorf im mittleren Theile des Wiesenthales im badischen Oberlande. Das Thal ist daselbst eng und reich bebaut. Die Führung des Kanales war dadurch mit grossen Schwierigkeiten verbunden, die nur beseitiget werden konnten, indem man den Kanal vermittelst zweier Tunels durch die Bergwände leitete. Da, wo der Kanal aus dem zweiten Tunel hervortritt, wendet sich seine Richtung um

einem rechten Winkel und tritt ungefähr in der Mitte des Fabrikgebäudes in dasselbe ein, wo die Turbinen aufgestellt sind. Der Abflusskanal von geringer Länge geht quer durch das Thal, und führt das Wasser in den Fluss (die Wiese) zurück. Es sind zwei Turbinen mit geschlossener Aufstellung vorhanden, eine grössere und eine kleinere. Erstere treibt die ganze Spinnerei, mit Ausnahme der Batteurs und einen Theil der Karden. Letztere treibt diese Batteurs und Karden.

Die beiden Turbinen sind durch eine Transmission verbunden und treiben zusammen bei reichlichem Wasserzufluss die ganze Fabrik. Die Transmission und die Turbinen wurden von der Maschinenfabrik in Esslingen geliefert. Die Entwürfe sind von dem Constrakteur Herrn *Trück*, die Spinnmaschinen sind aus England eingeführt.

Die Daten für diese zwei Turbinen sind:

	Grössere Turbine.	Kleinere Turbine.
Das Gefälle	$H = 12{\cdot}6$	12·6 Meter.
Wassermenge	$Q = 1{\cdot}08$	0·675 Kubik-Meter.
Absoluter Effekt	$N_e = 181$	113 Pferde.
Innerer Halbmesser	$R_2 = 0{\cdot}315$	0·300 Meter.
Aeusserer Halbmesser	$R_1 = 0{\cdot}480$	0·435 „
Höhe des Einlaufrades	$= 0{\cdot}225$	0·150 „
Höhe des Turbinenrades	$= 0{\cdot}180$	0·123 „
Einlaufwinkel	$\alpha = 18^\circ$	18°
Radwinkel	$\beta = 60^\circ$	60
Leitkurven	$i = 12$	15
Radkurven	$i_1 = 18$	21
Umdrehungen in 1 Minute	$n = 206$	245
Schaufeldicke	$\frac{\varepsilon}{R} = \frac{\varepsilon_1}{R} = \frac{1}{40}$	$\frac{1}{40}$

Die von uns aufgestellten Formeln geben für:

	Grössere Turbine.	Kleinere Turbine.
H	$= 12{\cdot}6$	12·6
Q	$= 1{\cdot}08$	0·675
$\frac{R_2}{R_1}$	$= \frac{2}{3}$	$\frac{2}{3}$
α	$= 18^\circ$	18°
β	$= 60^\circ$	60
i	$= 12$	15
i_1	$= 18$	21
k	$= 1{\cdot}0$	1·0
k_1	$= 0{\cdot}9$	0·9

folgende Resultate:

	Grössere Turbine.	Kleinere Turbine.
$U = \sqrt{g\,H\,\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)}}$	10·800	10·800
$R_1 = \sqrt{\left\{\frac{Q}{U\,k\left[1-\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\pi\sin\alpha\left(1-\frac{i}{2\pi\sin\alpha}\frac{\varepsilon}{R}-\frac{l_1}{2\pi\sin\beta}\frac{\varepsilon_1}{R}\right)\right]}\right\}}$	0·491	0·402

$R_2 = \frac{2}{3} R_1 \ldots = 0{\cdot}327 \quad 0{\cdot}268$

$R = \ldots = 0\,409 \quad 0{\cdot}335$

$v = 0{\cdot}774 \sqrt{2gH \frac{\sin(\alpha+\beta)}{\sin\beta\cos\alpha}} \ldots = 9{\cdot}3 \quad 9{\cdot}3$

$n = 9{\cdot}548 \frac{v}{R} \ldots = 216 \quad 265$

Eine Vergleichung dieser Rechnungsresultate mit den Angaben des Herrn Construkteurs zeigt eine angemessene Uebereinstimmung.

Wir gehen nun zur Beschreibung der auf Tafel XVII. dargestellten Dinge über.

Fig. 1, 2, 3 und 4 sind Grundrisse und Ansichten von den beiden Turbinen. Fig. 5 bis 9 sind Durchschnitte der Turbinen in einem grösseren Maassstabe. Fig. 10 und 11 ist die Darstellung des Lagerstuhles und der Räderübersetzung für die grössere Turbine. Die Figuren 12 zeigen die Einrichtung des Schützenaufzuges im oberen Kanal. Fig. 13, 14 und 15 sind Details von den Schützenaufzügen an den unteren Enden der Ablaufröhren. Fig. 16 ist eine Pumpe, vermittelst welcher Oel nach den Zapfen der Turbinen zugeführt wird. Fig. 17 ist die Handwinde, vermittelst welcher von jedem Stockwerk des Gebäudes aus die unteren Ringschützen der Turbine bewegt werden. Fig. 18 ist die Einrichtung des Leerlaufes.

Die Aufstellung der Turbine erkennt man am besten durch Fig. 3. Der innerhalb des Fabrikgebäudes befindliche Theil a des Zuleitungskanales ist von Holz construirt, reicht bis an die Quermauer b und wird durch Säulen aus Holz getragen. An der Mauer ist er durch eine Querwand geschlossen. An derselben sind in dem Boden des Kanales drei Oeffnungen, zwei runde und eine viereckige angebracht. Die beiden ersteren führen nach den Turbinen, die letztere dient zur Ableitung des Wassers, wenn die Turbinen nicht arbeiten. Die runden Oeffnungen sind mit viereckigen Kästen von Holz umschlossen, und die dem Zuflusskanal zugekehrten Wände dieser Kästen sind mit Schützen versehen, um so jede Turbine unabhängig von der andern in oder ausser Gang bringen zu können. Der viereckig gemauerte Abflusskanal ist von einem Holzkasten umgeben, der keinen Boden und keine Decke hat und mit seinem unteren Rande auf dem Boden des Kanals aufsitzt, ohne mit demselben verbunden zu sein. Der obere Rand dieses Kastens reicht bis an die normale Höhe des Wasserstandes im Zuflusskanal. Dadurch kann der Wasserspiegel im oberen Kanale die normale Höhe nicht übersteigen, weil, wenn dies geschieht, das Wasser über den oberen Rand des Kastens in den Abflusskanal herabstürzt.

Dieser Holzkasten kann durch eine Winde, Fig. 18, gehoben werden, und dann entleert sich der Kanal durch den viereckigen Ablaufkanal. Das Wasser wird jeder der beiden Turbinen durch ein Rohr c, Fig. 3, zugeleitet. Der obere Theil eines solchen Rohres ist konisch, der mittlere Theil wird durch einen vertikalen, auf dem Boden aufsitzenden Cylinder, der untere Theil durch einen horizontalen Cylinder gebildet, der in den Maschinencylinder einmündet. Den Maschinencylinder mit den Turbinen und Zapfeneinrichtungen sieht man in Fig. 5 und 7 dargestellt. Bei der grossen Turbine, Fig. 5, geht ein Rohr vom Leitrad aus bis an und durch den Deckel des Maschinencylinders, und ist daselbst mit einer Dichtung versehen. Die Turbinenaxe geht hier frei durch die Röhre bis zu den Transmissionsrädern hinauf. Bei der kleinen Turbine, Fig 7, umfasst der Körper des Leitrades die Turbinenaxe vermittelst einer Stopfbüchsen-Dichtung und der Axe selbst, geht aber durch eine in dem Deckel des Maschinencylinders angebrachte Stofbüchse. Die Zapfeneinrichtungen dieser beiden Turbinen sind in einem grossen Maassstabe auf Tafel XII. dargestellt und bereits früher beschrieben worden.

In den Maschinencylindern sind unmittelbar oberhalb der Turbine grössere, durch Deckel geschlossene Oeffnungen angebracht. Aehnliche mit Deckeln verschlossene Oeffnungen befinden sich auch in den Wänden der Abflussröhren in der Höhe der Zapfenvorrichtungen. Diese Oeffnungen sind vorhanden, um zu der Turbine und deren Zapfen gelangen zu können. Die Abflussröhren dienen als Tragsäulen für den Maschinencylinder. Um jede Schwankung zu verhüten, wird jede Abflussröhre durch einen Mauerstuhl gehalten. Die grosse Turbine hat unten, Fig. 6, einen Ringschützen, der mit einem *Cadiat*'schen Kurbelaufzug versehen ist. Die kleine Turbine hat unten keinen Schützen, sondern ist in einiger Höhe über dem untern Wasserspiegel mit einer Drehklappe versehen, die durch eine Wurmwinde, Fig. 14, gedreht werden kann. Zur Bewegung des Ringschützens der grossen Turbine und der Drehklappe der kleinen Turbine ist eine besondere leichte Transmission, Fig. 1 und Fig. 17, vorhanden, die von jedem Stockwerk aus mit Kniekurbeln bewegt werden kann. In der Mitte zwischen beiden Turbinen ist an der Mauer eine Oelpumpe, Fig. 16, aufgestellt, deren Kolben Morgens aufgezogen, und während des Tages durch ein Gewicht niedergedrückt wird, wodurch das Oel gewaltsam nach den Zapfen der Turbinen getrieben wird.

Die Gangrichtungen der beiden Turbinen sind einander entgegengesetzt, weil die mit der horizontalen Welle verbundenen konischen Räder relativ gegen die Turbine eine entgegengesetzte Lage haben. Diese Räder sind mit der horizontalen Welle vermittelst Schraubenauslösungen verbunden, um jede der beiden Turbinen allein arbeiten lassen zu können.

Ursprünglich wurde der Wasserbau für *Schott*'sche Turbinen hergestellt, zu einer Zeit, als die *Jonval*'sche Turbine noch nicht erfunden war. Kurz nachdem diese Turbinenart in's Leben getreten war, entschlossen sich die Fabrikbesitzer, Herren *Gottschalk und Grether*, *Jonval*'sche Turbinen zu wählen; man war aber nicht im Klaren, wie bei dem vorhandenen für *Schott*'sche Turbinen hergestellten Wasserbau *Jonval*'sche Turbinen angeordnet werden könnten. Auf eine an mich gerichtete Anfrage schlug ich die umgekehrte Aufstellung vor, weil für diese der bestehende Wasserbau ganz geeignet war. Allein man hatte nicht den Muth, diesen Vorschlag zur Ausführung zu bringen, und entschloss sich zuletzt gegen meinen Rath zur Ausführung von geschlossenen Turbinen, von der Art, wie ich sie in meinem ersten Werke, Tafel 6, Fig. 1, angegeben hatte. Die Turbinen wurden gut ausgeführt, sind noch gegenwärtig in geordnetem Gang und entsprechen in so fern ihrem Zweck; doch aber hat man die Erfahrung gemacht, dass diese Turbinen für die Bedienung und Beaufsichtigung sehr lästig sind; denn wenn an den Rädern oder an den Zapfen etwas fehlt, hat man entweder eine zeitraubende, den Fabrikbetrieb störende Demontirung vorzunehmen, oder man muss die Wiederherstellung durch die in dem Cylindermantel angebrachten, mit Deckel verschlossenen Oeffnungen vornehmen, was sehr lästig ist, und niemals zuverlässig geschehen kann.

TAFEL XVIII.

Turbinen der Spinnerei und Weberei zu Ettlingen.

Ettlingen ist ein Landstädtchen, zwei Stunden von Karlsruhe, an der Mündung des Albthales in das Rheinthal. Das Flüsschen Alb, welchem das Thal seinen Namen verdankt, treibt in Ettlingen selbst und tiefer im Thal drei verschiedene Fabriken. Die grösste derselben ist eine Spinnerei und Weberei, eine halbe Stunde von Ettlingen entfernt, mit 25000 Spindeln und 800 Webstühlen. Tiefer im Thal ist eine, der gleichen Gesellschaft gehörende Weberei mit 600 Webstühlen, und eine für die Gesammtpro-

duktion eingerichtete Bleichanstalt. Ursprünglich wurde die grosse Spinn- und Webfabrik durch zwei eiserne Wasserräder, jedes von circa 45 Pferdekraft, und durch eine *Woolf*'sche Dampfmaschine getrieben. Die Räder waren zwar luxuriös, aber dennoch fehlerhaft erbaut; es kamen oftmals störende Reparaturen vor, und so entschloss man sch endlich, diese Räder aufzugeben, und dafür zwei Turbinen aufzustellen. Diese Turbinen sind auf Tafel XVIII. und XIX. dargestellt und sollen im Folgendem beschrieben werden.

Die Wassermenge des Albflüsschens ist sehr veränderlich. Bei geringem Wasserzufluss gaben die *Jonval*'schen Turbinen sehr ungünstige Effekte, so dass dann der Fabrikbetrieb nur durch eine übermässige Anstrengung der Dampfmaschine fortgesetzt werden konnte. Man entschloss sich desshalb, noch zwei Tangentialräder aufzustellen, die bei geringem Wasserzufluss statt der *Jonval*'schen Turbine zu arbeiten haben. In den letzt verflossenen Jahren war aber der Wassermangel oftmals so gross, dass mit diesen Einrichtungen nicht mehr gut fortzuarbeiten war, und so entschloss man sich endlich auch noch zur Aufstellung einer zweiten Dampfmaschine von 100 Pferdekraft mit zwei gekuppelten Cylindern, so dass gegenwärtig zum Betriebe der Fabrik aufgestellt sind: 1. Zwei *Jonval*'sche Turbinen, eine von 80, die andere von 120 Pferdekraft. 2. Zwei Tangentialräder, jedes von circa 36 Pferdekraft. 3. Eine *Woolf*'sche Dampfmaschine von 100 Pferdekraft. 4. Eine Dampfmaschine mit zwei gekuppelten liegenden Cylindern. Natürlich dass niemals alle Maschinen gleichzeitig arbeiten. Bei ganz reichlichem Wasserzufluss arbeiten die *Jonval*'schen Turbinen und die Tangentialräder allein; bei mittlerem Wasserzufluss arbeiten eine oder beide von den *Jonval*'schen Turbinen und die *Woolf*'sche Maschine; bei ganz geringem Wasserzufluss arbeiten die Tangentialräder und die beiden Dampfmaschinen. Die Transmission ist natürlich so angeordnet, dass alle Kraftmaschinen mit der Hauptwelle in Verbindung gesetzt werden können, dass aber jede einzelne Kraftmaschine für sich abgesondert werden kann. Damit sich die einzelnen Maschinen, welche gleichzeitig zusammen zu arbeiten haben, in ihren Bewegungen nicht gewaltsam stören oder forciren können, wird jede Kraftmaschine vermittelst einer Mitnehmer-Kupplung (sogenannte Encliquetage) mit der Hauptwelle verbunden. Dieses ganze eomplizirte Kraftmaschinen-System gehört wohl zu den interessantesten der deutschen Industrie.

Tafel XVIII. ist eine Darstellung des Turbinenbaues, Tafel XIX. sind Detailconsruktionen von demselben. Fig. 1 und 2 sind Ansichten, Fig. 3, 4, 5, 6 einzelne Grundrisse des Baues. a ist der aus Holz erbaute Kanal, durch welchen das Wasser den beiden Turbinen zugeleitet wird. b b_1 sind zwei Schleussen; die erste führt das Wasser zur grossen Turbine c, die andere zur kleinen Turbine c_1; erstere ist von letzterer durch eine besondere Kammer getrennt. Die beiden Turbinen sind an einer starken Quadermauer d aufgestellt, und mit derselben vermittelst zweier Mauerplatten e und f verbunden. Die obere Mauerplatte e hält die Axen der Turbinen, die untere Mauerplatte f befindet sich an einer gusseisernen gerippten Stütze f_1, welche unten auf dem Boden steht und oben mit einem Lagerstuhlbau endiget. Die beiden Turbinen wirken vermittelst der Getriebe g g_1 auf ein mittleres Rad, das sich an einer vertikalen Axe i befindet, und von dieser aus wird die Kraft vermittelst zweier Kegelräder k und l auf die horizontale Welle m übertragen. In der Nähe von k ist eine Mitnehmerkupplung n angebracht. Die Räder g und g_1 können längs ihrer Axen in die Höhe geschraubt und so ausser Eingriff mit dem Rade h gebracht werden.

Jede Turbine ist unten mit einem Ringschützen p p_1 versehen, und zur Bewegung derselben sind *Cadiat*'sche Kurbelmechanismen angebracht, von denen jeder durch eine besondere Transmission von den Kurbeln q q_1 aus bewegt wird.

TAFEL XIX.

Details zu den Turbinen der Spinnerei bei Ettlingen.

Auf diesem Blatt sind die Einzelnheiten der ganzen Einrichtung in einem grossen Maassstabe dargestellt.

Die oberen, in horizontaler Richtung gruppirten Figuren 1, 4, 7 sind Darstellungen von der oberen Mauerplatte e und den Transmissionsrädern g g_1 h.

Die mittleren Figuren 2, 5, 8 sind Darstellungen der Turbine, der Zapfeneinrichtung und der Transmission, durch welche von der vertikalen Welle i auf die liegende Welle m übersetzt wird.

n, Fig. 8, 10, 11, zeigt die Einrichtung der Mitnehmer-Kupplung, deren Wirkung in meinem Werke über die Bewegungs-Mechanismen ausführlich erklärt ist.

Fig. 6 ist ein Horizontalschnitt der Maschine, in welchem dargestellt ist: 1. der Turbinencylinder mit den durch Deckel verschlossenen Oeffnungen zur Bedienung der Zapfen; 2. die untere horizontale Transmission mit der Mitnehmerkupplung; 3. die Befestigungen f f_1 der Maschinencylinder mit der Quadermauer d; 4. der mit dem Maschinencylinder verbundene Lagerstuhl für die Welle i und m; 5. die Kurbelräder q q_1 für die Schützenaufzüge.

Fig. 12 und 13 sind ebenfalls Darstellungen dieses Lagerstuhles.

Fig. 3 und Fig. 9 sind Darstellungen des Ringschützens der grösseren Turbine. Die Bewegung des Schützens geschieht durch vier Schrauben, die durch einen *Cadiat*'schen Kurbelmechanismus gedreht werden. Dieser Mechanismus ist in meinen Bewegungsmechanismen beschrieben.

Die Entwürfe zu diesen Turbinen sind von Herrn *Schröder*, gegenwärtig Ingenieur der Maschinenfabrik zu Esslingen, früher Construkteur an der polytechnischen Schule. Die Ausführung ist von der Maschinenfabrik zu Carlsruhe.

TAFEL XX. und XXI.

Tangentialrad mit zwei Einläufen.

Tafel XX. sind Grundrisse und Einzelnheiten. Tafel XXI. sind Aufrisse und Vertikaldurchschnitte eines Tangentialrades mit zwei Einläufen. Die Darstellung ist nicht eine Kopie der in der Ettlinger Fabrik aufgestellten Tangentialräder, wohl aber eine Nachbildung dieser Maschinen.

a a ist eine aus drei Theilen bestehende, unten durch Nerven verstärkte gusseiserne Grundplatte. Auf dem mittleren Theile ruht der Pfannenstuhl b und ruhen die Träger c Fig. 1 und 8 der Einläufe. Auf dem äusseren Theile der Grundplatte ruhen die unteren kesselförmigen Enden d der Zuleitungsröhren. An die seitlichen Oeffnungen sind die rüsselförmigen Einläufe e e angeschraubt, deren Enden auf den Stützen c aufliegen. Jede von den beiden Zuleitungsröhren g ist mit einer Drehklappe h Fig. 1, Tafel XX. und Fig. 1, Tafel XXI. versehen, und zur Bewegung derselben sind gezahnte Sektoren vorhanden, in welche Schrauben eingreifen.

Das Rad hat zwei ringförmige Kronen, in welchen die Blechschaufeln mit ihren Rädern angegossen sind. Um eine solide Verbindung der Radkronen hervorzubringen, sind sechs massive gusseiserne Aussteifungen vorhanden, deren Form mit der eines Radkanales übereinstimmt. Diese Aussteifungen sind in Fig. 1, Tafel XX. schraffirt dargestellt. An die obere Krone sind sechs Arme angegossen und in der Mitte ist eine aussen cylindrisch, innen konisch ausgedrehte Hülse zum Aufkeilen an die Axe angebracht. Die Zapfeneinrichtung ist mit continuirlicher Oelung und mit halbkugelförmiger Unterlage versehen. Jeder Einlauf ist zweitheilig, wie aus Fig. 2, 3, 5 und 6, Taf. XX.

ersehen werden kann. k k Fig. 1, 5 und 6, Tafel XX. sind Scheidewände, wodurch der innere Raum eines Einlaufes in drei keilförmige Räume getheilt wird. Die unteren Hälften dieser Wände sind an die Bodenfläche, die oberen Hälften an die Deckflächen des Einlaufes angegossen. Diese Wandhälften kommen aufeinander zu stehen und bilden durch die ganze Höhe des Einlaufes gehende Wände, wenn die beiden Einlaufhälften aufeinander gelegt und zusammengeschraubt werden. l l l sind Schieber aus Messing. Dieselben bewegen sich, wie Fig. 2, 5 und 6, Tafel XX. zeigt, in dreieckigen Nuthen, welche in den Boden- und Deckflächen der Einläufe angebracht sind. Diese Schieber berühren die Enden der Scheidewände k, Fig. 1, Tafel XX., und an jedem derselben ist an der der Scheidewand zugewendeten Fläche eine geradlinige feingetheilte Verzahnung angebracht. In diese Verzahnungen der drei Schieber eines Einlaufes greifen drei kleine schmiedeiserne Getriebe m ein. Um für diese Getriebe Raum zu gewinnen, sind die Wände k k nach der Umfangsform der Getriebe cylindrisch ausgehöhlt. Zwei von den Axen dieser Getriebe haben, wie Fig. 2, Tafel XX. zeigt, Zäpfchen, die sich in der Bodenfläche des Einlaufes drehen, und die oberen Enden dieser Axen gehen durch Stopfbüchsen, die in der Deckfläche angebracht sind. Eine von den drei Axen geht oben und unten durch Stopfbüchsen, Fig. 5, Tafel XX. Diese drei Axen sind oberhalb der Decke mit den Rädern n n_1 n_2, Fig. 1, Tafel XX. versehen, die durch Zwischenräder o_1 o_2 in einen solchen Zusammenhang gebracht sind, dass sich die drei Axen mit gleicher Geschwindigkeit und nach einerlei Richtung drehen, wenn eines der fünf Räder n o_1 n_1 o_2 n_2 bewegt wird. Die Zwischenräder o_1 o_2 drehen sich, wie Fig. 6, Tafel XX. zeigt, um die Zapfen, die in die Decke des Einlaufes eingesetzt und befestiget sind.

Um die sechs Schieber l l l der beiden Einläufe gleichzeitig bewegen zu können, sind die Axen der Räder n n der beiden Einläufe durch eine Transmission verbunden, deren Einrichtung in Folgendem besteht. Die durch die Böden der Einläufe gehenden Axen der Räder n n sind mit Wurmrädern p p, Fig. 5, Tafel XX. und Fig. 1 und 2, Tafel XXI. versehen. In diese greifen die Gewinde zweier (in Fig. 1, Tafel XX. punktirt angedeuteten) Schrauben ein, die an einer unterhalb des Tangentialrades befindlichen Axe q, Fig. 1 und 2, Tafel XXI. angebracht sind. Die Lager r für diese Axe befinden sich, wie Fig. 5, Tafel XX. zeigt, an den Bodenflächen der beiden Einläufe. Diese Wurmaxe q wird vermittelst zweier Kegelräder t und u, Fig. 5, Tafel XX. von einer vertikalen Axe s aus getrieben, die in die Höhe geht und oben mit einer (in der Zeichnung nicht dargestellten) kleinen Kurbel getrieben wird.

Vermittelst dieses so eben beschriebenen Mechanismus können, auch während des Ganges des Tangentialrades, die sechs Schieber der zwei Einläufe gleichzeitig verstellt und dadurch die sechs Einströmungsöffnungen der Einläufe innerhalb gewisser Grenzen und je nach dem Wasserzufluss oder der zum Betrieb der Arbeitsmaschine erforderlichen Kraft beliebig verstellt werden, wodurch einer grösseren oder geringeren Wassermenge Eintritt gestattet wird. Auch können durch die Schieber die Einlauföffnungen ganz geschlossen werden, doch geschieht die vollständige Abstellung der Maschine am leichtesten durch die in den Zuleitungsröhren angebrachten Drehklappen h.

Die ganze Maschine bedarf einer sehr genauen Ausführung und eben so genauer Aufstellung, so dass der Spielraum zwischen den Bogenrändern der Einläufe und dem Umfang des Tangentialrades nur einige Bruchtheile eines Millimeters beträgt, weil sonst durch diesen Spielraum sehr viel Wasser entweicht, ohne auf das Rad zu wirken. Selbst bei der eminent sorgfältigen Ausführung und Aufstellsng der Tangentialräder von *Escher Wyss* und *Comp.* sprüht eine nicht unbeträchtliche Wassermenge von den Einläufen weg.

Ganz zuverlässige Versuche mit solchen Tangentialrädern sind mir nicht bekannt. Ich selbst wurde ersucht, die Ettlinger Räder zu prüfen, wurde aber durch Geschäfte daran verhindert. Herr Ingenieur *Gross* hat diese Prüfung vorgenommen, und glaubt

sehr günstige Resultate gefunden zu haben. Namentlich blieb das Güteverhältniss bei wechselndem Wasserzufluss ziemlich constant. Allein nach meiner Ansicht werden weitere Erfahrungen zeigen, dass die Nutzeffekte dieser Tangentialräder nicht so günstig sind, als bei den Vollturbinen, denn das Durchsprühen und Versprühen des Wassers kann nie ganz beseitiget werden, und da es erfahrungsgemäss feststeht, dass theilweise erfüllt arbeitende Vollturbinen ungünstige Effekte geben, so ist es ganz unmöglich, dass der Effekt der Tangentialräder jenem der erfüllt arbeitenden Vollturbinen gleich kommt.

Das beschriebene, auf Tafel XX. und XXI. dargestellte Tangentialrad ist vermittelst der Seite 124 aufgestellten Regeln berechnet und construirt, und zwar für ein Gefälle von 10 Meter und einen Wasserzufluss von 0·8 Kubik-Meter in einer Sekunde.

Für $H = 10^m$ und $Q = 0{\cdot}8$ Kubik-Meter geben jene Formeln, wenn $\gamma = 20°$ $p = 4{\cdot}5$ $\frac{R_1}{\delta} = 3{\cdot}9$ $\frac{R_2}{R_1} = 0{\cdot}82$ gesetzt wird:

$$\sin \beta = \sin 2\,\alpha = \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \sin \gamma \quad = 0{\cdot}230$$

$$\beta = 13{\cdot}5°$$

$$\alpha = 6{\cdot}75$$

$$U = \sqrt{2\,g\,H} \;\ldots\ldots\ldots = 14 \text{ Meter.}$$

$$R_1 = \sqrt{\frac{Q}{U}\,\frac{p}{2\,\pi \sin \alpha}\left(\frac{R_1}{\delta}\right)} \;\ldots = 1{\cdot}165$$

$$R_2 = 0{\cdot}82\; R_1 \;\ldots\ldots\ldots = 0{\cdot}955$$

$$\delta = \frac{R_1}{3{\cdot}9} \;\ldots\ldots\ldots = 3{\cdot}0$$

$$i = 35 + 50\; R_1 \;\ldots\ldots = 90 \text{ (nahe)}$$

$$v_1 = \frac{U}{2 \cos \alpha} \;\ldots\ldots\ldots = 7{\cdot}05$$

$$n = 9{\cdot}548\,\frac{v_1}{R_1} \;\ldots\ldots\ldots = 58$$

Die Turbine als Wasserhebungsmaschine.

Die Seite 8 und 9 beschriebenen Türbinen, Tafel 3, Fig. 5 und Tafel 4, Fig. 3 und 4 können durch einige Abänderungen in Wasserhebungsmaschinen, in sogenannte Centrifugalpumpen umgewandelt werden. Schliesst man die Röhren a, nimmt ferner die Böden der Cylinder c weg, setzt diese letzteren tiefer hinab fort, bis sie in das zu hebende Wasser eintauchen, und treibt dann die Axen dieser Turbinen vermittelst irgend einer Kraftmaschine, so verwandeln sich diese Turbinen in Wasserhebungsmaschinen. Das Wasser wird nämlich durch die Centrifugalkraft herausgeschleudert und dadurch tritt am inneren Umfang der Räder eine so geringe Spannung ein, dass das Sumpfwasser durch den äusseren atmosphärischen Druck continuirlich bis zur Höhe der Räder hinaufgehoben werden kann, vorausgesetzt, dass diese Höhe kleiner ist, als die Höhe der Wassersäule, welche dem Druck der Atmosphäre entspricht.

Diese Andeutung wird vorläufig genügen, um die Möglichkeit einzusehen, dass eine Turbine als Wasserhebungsmaschine dienen kann. Allein wenn man auf die so eben angegebene Weise eine Turbine, die als hydraulischer Receptor richtig construirt wäre, als Wasserhebungsmaschine gebrauchen wollte, würde sich dieselbe hinsichtlich des Kraftaufwandes, der zum Heben einer gewissen Quantität Wassers auf eine gewisse Höhe nothwendig wäre, als eine sehr unvortheilhafte Maschine zeigen.

Um die allgemeine Theorie der Turbine als Wasserhebungsmaschine zu erhalten, haben wir nichts zu thun, als in den Gleichungen Seite 44 bis 47 der Zusammenstellung die Zeichen von H und E_n zu ändern und für h, (H + h) zu setzen, wobei dann H die wahre Hubhöhe, von Wasserspiegel zu Wasserspiegel gerechnet, und h die Tiefe der mittleren Horizontalebene des Rades unter dem Wasserspiegel im Zuflusskanal bedeutet. Da es vorzüglich von Interesse ist, die Constructionsverhältnisse kennen zu lernen, bei welchen eine Wasserhebungsturbine eine gute Wirkung hervorzubringen vermag, so wollen wir uns insbesondere mit den Gleichungen C der Zusammenstellung beschäftigen, welche, wenn in denselben das Zeichen von H geändert und für h, h + H gesetzt wird, die Bedingungen angeben, bei deren Erfüllung die Nutzwirkung einer Turbinenpumpe und der absolute Effekt des Motors gleich gross ausfallen würde. Die Bedingungen sind nun:

$$\begin{matrix} \gamma = 0 \\ \delta = \delta_1 \end{matrix} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

$$v_2 = \sqrt{-g\,H\,\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\alpha\,\sin\beta}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

$$U = \sqrt{-gH \frac{\sin\beta}{\cos\alpha \sin(\alpha+\beta)}} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

$$\frac{q-A}{\varrho} = -H\left\{1 - \frac{1}{2}\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)}\right\} + H + h \quad \ldots\ldots \quad (4)$$

$$s_1 = s\frac{k}{k_1}\frac{i}{i_1}\frac{R_2}{R_1}\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

Um diesen Bedingungen zu genügen, muss man zunächst die Winkel α und β so zu wählen suchen, dass v_2 und U reell, und dass gleichzeitig s_1 positiv ausfällt. Dies ist nur dann der Fall, wenn

$$\alpha > 90°$$

und

$$\alpha + \beta < 180$$

genommen wird. Nun muss man ferner die Winkel α und β innerhalb dieser Grenzen so zu wählen suchen, dass die Grössen v_2 und s_1 U keine extravaganten Werthe erhalten.

Nehmen wir z. B. $\alpha + \beta = 180 - \beta$, so ergibt sich:

$$v_2 = \sqrt{\frac{-gH}{\cos\alpha}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

$$U = \sqrt{\frac{-gH}{\cos\alpha}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

$$s_1 = s\frac{k}{k_1}\frac{i}{i_1}\frac{R_2}{R_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (8)$$

Nehmen wir, um die Sache noch weiter zu specialisiren:

$$\alpha = 180 - 36$$
$$\beta = 18° \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (9)$$

so ergibt sich:

$$v_2 = 0{\cdot}786\sqrt{2gH} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (10)$$

$$U = 0{\cdot}786\sqrt{2gH} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (11)$$

$$s_1 = s\frac{k}{k_1}\frac{i}{i_1}\frac{R_2}{R_1} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (12)$$

Aus der Gleichung 10 folgt für die vortheilhafteste Anzahl der Umdrehungen in 1 Minute:

$$\mathfrak{N} = 7{\cdot}5\frac{\sqrt{2gH}}{R_2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (13)$$

Diese Geschwindigkeit des Rades stimmt nahe mit der vortheilhaftesten Geschwindigkeit einer Turbine von *Fourneyron* überein, die einen Halbmesser R_2 hat, und unter der Einwirkung eines Gefälles H bewegt wird.

Hieraus sieht man, dass es praktisch nicht vortheilhaft sein kann, vermittelst einer Turbinenpumpe kleine Wasserquantitäten auf grosse Höhen zu heben, dagegen dürfte es in manchen Fällen, insbesondere wenn unreines Wasser in grösseren Quantitäten auf kleine Höhen zu heben ist, vortheilhaft sein, sich dieser Maschine zu bedienen.

Die Halbmesser R_1 und R_2, die Anzahl der Leitkurven und die Anzahl der Radkurven, so wie auch die Höhe des Rades, können nach denselben Regeln bestimmt werden, welche für die Turbine mit Leitkurven aufgestellt worden sind.

Untersuchen wir nun noch, bei welchen Construktionsverhältnissen eine Turbine ohne Leitkurven, als Pumpe wirkend, ein günstiges Resultat verspricht.

Da für $\alpha = 90°$ die Bedingungsgleichungen C der Zusammenstellung nicht realisirt werden können, so geht hieraus hervor, dass es auch bei der als Pumpe wirkenden Turbine ohne Leitkurven nicht möglich ist, allen Anforderungen zu entsprechen; wir begnügen uns also auch hier damit, die Turbinenpumpe so einzurichten, dass das Wasser ohne Stoss in das Rad eintritt, und lassen es uns gefallen, dass das Wasser bei seinem Austritt aus dem Rade noch eine gewisse Geschwindigkeit besitzen wird.

Für diese Voraussetzung geben die Gleichungen D der Zusammenstellung, wenn in denselben H negativ genommen wird, die wichtigsten Umstände an, welche zu einem günstigen Resultat führen können; wir erhalten:

$$\frac{u_1}{v_1} = \psi \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (14)$$

$$v_1 = \sqrt{\frac{2\,g\,H}{1-\psi^2}} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (15)$$

$$U = \frac{R_2}{R_1} \operatorname{tang} \beta\, v_1 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (16)$$

$$s_1 = \frac{Q}{i_1\, \delta_1\, v_1\, \psi\, k_1} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (17)$$

$$\frac{\text{Effekt des Motors}}{\text{Nutzeffekt der Pumpe}} = 2\,\frac{\psi - 1}{\psi^2 - 1} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (18)$$

Damit v_1 nicht imaginär wird, muss $\psi < 1$ sein, d. h. wenn das Wasser ohne Stoss in das Rad eintritt, besitzt es bei seinem Austritt relativ gegen die Radkurven eine Geschwindigkeit, die kleiner ist, als die äussere Peripheriegeschwindigkeit des Rades.

Nehmen wir $\psi = 0{\cdot}5$, so geben die letzten Formeln:

$$v_1 = 1{\cdot}15\,\sqrt{2\,g\,H} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (19)$$

$$U = \frac{R_2}{R_1} \operatorname{tang} \beta\, v_1 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (20)$$

$$s_1 = \frac{2\,Q}{i_1\, \delta_1\, v_1\, k_1} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (21)$$

$$\frac{\text{Nutzeffekt der Pumpe}}{\text{Effekt des Motors}} = 0{\cdot}75 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (22)$$

Vergleicht man diesen Werth von v_1 mit dem für die Pumpe mit Leitkurven aufgefundenen Werth von v_2, so sieht man, dass die Maschine ohne Leitkurven noch schneller bewegt werden muss, als die andere.

Meistens werden diese Centrifugalpumpen so eingerichtet, dass sie keine Leitschaufeln erhalten, und dass die Radschaufeln den inneren Umfang des Rades unter einem rechten Winkel schneiden.

Die relativ vortheilhafteste Anordnung solcher Pumpen ergibt sich aus unseren allgemeinen Formeln, Seite 45 und 46, wenn wir in dieselben setzen:

$$\alpha = 90°, \quad \beta = 90°, \quad \gamma = 0, \quad \Omega k = \Omega_2, \quad \cdot - H \text{ statt } + H$$

Dann wird:

$$\zeta = 0, \quad n = 0, \quad m = 0, \quad A = 1, \quad B = 1, \quad C = 1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2, \quad D = 0$$

und die Gleichungen, Nr. 18 bis 21, Seite 46, geben:

$$(x)_{max\,r} = \frac{1}{2} \frac{1}{\frac{R_2}{R_1}\left(1 + \frac{R_2}{R_1}\right)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

$$\frac{(v_1)_{max\,r}}{\sqrt{2\,g\,H}} = \frac{1}{\sqrt{2\,\frac{R_2}{R_1}\left(1 + \left(\frac{R_2}{R_1}\right)\right)}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

$$\left(\frac{E_n}{\varrho\,Q\,H}\right)_{max\,r} = \frac{1}{1 + \frac{R_2}{R_1}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (3)$$

woraus man sieht, dass es in diesem Falle vortheilhaft ist, den äusseren Halbmesser R_1 im Verhältniss zum inneren sehr gross zu halten.

Theorie der Ventilatoren mit gekrümmten Flügeln.

Der Ventilator ist eine Maschine, vermittelst welcher atmosphärische Luft, oder eine andere Gasart, von einem Orte nach einem andern gebracht, und dabei mehr oder weniger verdichtet wird.

Der Zweck eines solchen Lufttransportes kann sein:

1. Lufterneuerung in verschiedenen Lokalitäten.
2. Luftverdünnung in einem gewissen Raum.
3. Einen gewissen Raum continuirlich mit verdichteter atmosphärischer Luft zu versehen.

In dem ersten und zweiten Fall wird eine gewisse Gasart aus einem gewissen Raum durch die Maschine aufgesaugt, und in die freie atmosphärische Luft gebracht. In dem dritten Falle wird aus dem freien Raume atmosphärische Luft aufgesaugt, und in verdichtetem Zustande nach einem geschlossenen Raum gebracht.

Der Hauptbestandtheil des Centrifugalventilators ist ein mit Flügeln aus Blech versehenes Rad, das sehr schnell um seine Axe bewegt wird.

Wenn der Ventilator zur Lufterneuerung oder Luftveränderung dienen soll, communicirt der innere Raum des Rades mit dem Raume, aus welchem die Luft weggeschafft werden soll, dagegen der äussere Umfang des Rades mit der freien atmosphärischen Luft. Wenn dagegen der Ventilator als Gebläse wirken soll, communicirt der innere Raum des Rades mit der freien Luft, dagegen der äussere Raum, welcher das Rad umgibt, mit dem Ort, nach welchem die Luft im verdichteten Zustande gebracht werden soll.

Die Wirkungsart der Maschine besteht in allen Fällen darin, dass durch die schnelle drehende Bewegung des Flügelrades die zwischen den Flügeln befindliche Luft gegen den äusseren Umfang getrieben, und daselbst an ihren Bestimmungsort gebracht wird, während gleichzeitig durch die Luftverdünnung, die in der Nähe der Axe entsteht, neue Luft aus dem Raum eintritt, welcher mit dem inneren Raum des Rades communicirt.

In der neueren Zeit sind bekanntlich zu dem Betrieb der Cupolöfen in den Eisengiessereien die Ventilatoren mit ebenflächigen Flügelrädern allgemein in Anwendung gekommen. Diese Construktionsart ist aber hinsichtlich des Kraftaufwandes, den der Betrieb erfordert, sehr unvollkommen, weil die Flügel mit extravaganter Geschwindigkeit gegen die in der Nähe der Axe in das Rad eintretende Luft schlagen, und weil die Luft mit grosser Geschwindigkeit aus dem Rade geschleudert wird. Diese Einrichtung der Ventilatoren mit ebenflächigem Flügelrade ist insbesondere sehr nachtheilig, wenn die Maschine als Saugapparat oder zur Luftreinigung dienen soll, in welchen Fällen die aufgesaugte Luft in die freie Luft geschafft wird; denn der Kraftaufwand, welcher erforderlich ist, um der Luft die Geschwindigkeit zu ertheilen, welche sie beim Entweichen aus der Maschine besizt, ist rein verloren.

J. Combe, Ingenieur des Mines, ist durch diese Unvollkommenheiten der gewöhnlichen Ventilatoren auf die Idee geleitet worden, den Ventilatoren eine ähnliche Einrichtung zu geben, wie die Turbinen mit oder ohne Leitschaufeln haben, um dadurch den Stoss beim Eintritt der Luft in das Rad und die grosse Geschwindigkeit bei ihrem Austritt zu beseitigen. Die *Annales des mines* enthalten mehrere ausgedehnte Abhandlungen von *Combe* über diesen Gegenstand.

Da die Theorie, welche *Combe* über die Ventilatoren mit gekrümmten Flügeln gibt, unvollständig ist, indem sie nicht alle Bedingungen angibt, welche erfüllt werden müssen, damit die Luft ohne Stoss eintritt, so scheint es mir nicht unpassend zu sein, mit den Turbinen auch die denselben nachgebildeten Ventilatoren zu behandeln.

Ich werde mich jedoch darauf beschränken, die Bedingungen ausfindig zu machen, bei deren Erfüllung die Luft ohne Stoss in das Rad eintritt, weil diess für die praktische Ausführung der Ventilatoren vorzugsweise von Wichtigkeit ist.

Für die Bezeichnung der Dimensionen der Maschine, der verschiedenen Winkel und der Geschwindigkeiten, welche zu betrachten sind, wählen wir dieselben Buchstaben, welche bei der Theorie der Turbine angenommen worden sind. Zu diesen Bezeichnungen kommen für den Ventilator noch folgende dazu:

Θ die Temparatur der Luft.

$\mu\, p = \frac{p}{10335}\ \frac{1{\cdot}3}{1 + 0{\cdot}00375\ \Theta}$ das Gewicht von einem Kubik-Meter atmosphärischer Luft bei Θ^0 Temperatur, und unter einem auf 1 Quadrat-Meter bezogenen Druck p.

P der Druck, welchen die Luft in dem Raum, aus welchem sie durch den Ventilator wegzuschaffen ist, auf 1 Quadrat-Meter ausübt.

p_2 die auf 1 Quadrat-Meter bezogene Spannung am innern Umfang des Rades.

p_1 die auf 1 Quadrat-Meter bezogene Spannung am äusseren Umfang des Rades.

L die Luftmenge in Killogrammen, welche in 1″ durch den Ventilator weggeschafft werden soll.

Wir nehmen für den Ventilator eine Einrichtung an, die im Allgemeinen mit jener einer *Fourneyron*'schen Turbine mit Leitkurven übereinstimmt, und machen die gleichen Voraussetzungen, welche wir der Theorie dieser Turbine vorausgeschickt haben.

Entwicklung der Theorie.

Da im Beharrungszustande der Bewegung, welchen wir voraussetzen, durch alle Querschnitte $\Omega\ \Omega_1\ \Omega_2$ gleiche Luftmengen (dem Gewicht nach) gehen, so ist, wenn die Temperatur der Luft unveränderlich angenommen wird:

$$\Omega\ U\ \mu\ p_2 = \Omega_2\ u_2\ \mu\ p_2 = \Omega_1\ u_1\ \mu\ p_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (1)$$

hieraus folgt:

$$\left.\begin{aligned} U &= u_1\ \frac{\Omega_1}{\Omega}\ \frac{p_1}{p} \\ u_2 &= u_1\ \frac{\Omega_1}{\Omega_2}\ \frac{p_1}{p_2} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (2)$$

Nach bekannten Gesetzen über die Bewegung der Luft ist:

$$U = \sqrt{2 \frac{g}{\mu} \text{ lognat } \left(\frac{P}{p_2}\right)} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (3)$$

Zerlegt man U in zwei Geschwindigkeiten, von denen die eine den inneren Umfang des Rades und die andere die Radkurve in ihrem Anfangspunkt berührt, so muss erstere $= v_2$, letztere $= u_2$ sein, wenn die Luft ohne Stoss in das Rad eintreten soll.

Die Bedingungen, dass die Luft ohne Stoss in das Rad eintritt, sind demnach:

$$\left.\begin{aligned} v_2 &= U \frac{\sin (\alpha + \beta)}{\sin \beta} \\ u_2 &= U \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \end{aligned}\right\} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (4)$$

Zur Bestimmung der relativen Geschwindigkeit u_1, mit welcher die Luft das Ende der Radkanäle erreicht, findet man auf demselben Wege, der bei der Theorie der Turbine verfolgt wurde, folgende Gleichung:

$$u_1^2 = u_2^2 + \frac{2g}{\mu} \text{ lognat } \frac{p_2}{p_1} + v_1^2 - v_2^2 \quad \ldots \ldots \ldots \quad (5)$$

Für die absolute Geschwindigkeit w, mit welcher die Luft aus dem Rade tritt, ist:

$$w^2 = u_1^2 + v_1^2 - 2 u_1 v_1 \cos \gamma \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (6)$$

Der Nutzeffekt, welcher nothwendig ist, um die Luftmenge L während sie durch das Rad geht, von der Dichte, die der Pressung P entspricht, bis zur Dichte, die der Pressung p_1 entspricht, zu comprimiren, und ihr eine Geschwindigkeit w zu ertheilen, ist:

$$E = \frac{L}{\mu} \text{ lognat } \frac{p_1}{P} + \frac{L}{2g} w^2 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (7)$$

Diese Gleichungen, auf eine zweckmässige Weise combinirt, führen uns zu den Hauptbedingungen einer zweckmässigen Construktion des Ventilators. Zu diesem Zweck nehmen wir zunächst, um w möglichst klein zu machen, $\gamma = 0$ an; dann folgt aus (6)

$$w_1 = u_1 - v_1 \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (8)$$

Ferner wollen wir festsetzen, dass zwischen u_1 und v_1 ein bestimmtes Verhältniss stattfinden soll, und setzen desshalb:

$$\frac{u_1}{v_1} = p \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (9)$$

Aus den Gleichungen 4 folgt durch Division:

$$\frac{u_2}{v_2} = \frac{\sin \alpha}{\sin (\alpha + \beta)}$$

Diese Gleichung gibt, wenn man berücksichtigt, dass

$$v_2 = v_1 \left(\frac{R_2}{R_1}\right) \text{ ist:}$$

$$u_2 = v_1 \left(\frac{R_2}{R_1}\right) \frac{\sin \alpha}{\sin (\alpha + \beta)} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (10)$$

Nun ist ferner:

$$\text{lognat} \left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \text{lognat} \left(\frac{P}{p_1} \frac{p_2}{P}\right) = \text{lognat} \left(\frac{P}{p_1}\right) - \text{lognat} \left(\frac{P}{p_2}\right)$$

Diese Gleichung verwandelt sich mit Berücksichtigung von 3 in folgende:

$$\text{lognat} \left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \text{lognat} \left(\frac{P}{p_1}\right) - \mu \frac{U^2}{2g}$$

Es ist aber wegen der ersten der Gleichungen 4

$$\frac{U^2}{2g} = \frac{v_2^2}{2g} \frac{\sin^2 \beta}{\sin^2 (\alpha + \beta)}$$

man findet demnach:

$$\text{lognat} \left(\frac{p_2}{p_1}\right) = \text{lognat} \left(\frac{P}{p_1}\right) - \frac{\mu}{2g} v_1^2 \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \frac{\sin^2 \beta}{\sin^2 (\alpha + \beta)} \quad \ldots \ldots \quad (11)$$

Die Resultate der Gleichungen 9, 10 und 11 in 5 eingeführt, findet man:

$$p^2 v_2^2 = v_1^2 \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \frac{\sin^2 \alpha}{\sin^2 (\alpha + \beta)} + \frac{2g}{\mu} \text{lognat} \left(\frac{P}{p_1}\right) - v_1^2 \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \times \frac{\sin^2 \beta}{\sin^2 (\alpha + \beta)} +$$

$$v_1^2 \left[1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\right]$$

und hieraus folgt nach einigen Reduktionen

$$v_1 = \sqrt{\frac{\frac{2g}{\mu} \text{lognat} \left(\frac{P}{p_1}\right)}{\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \frac{2 \cos \alpha \sin \beta}{\sin (\alpha + \beta)} + p^2 - 1}} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (12)$$

Nun ergibt sich ferner, weil $U = v_2 \frac{\sin \beta}{\sin (\alpha + \beta)}$ ist:

$$U = \left(\frac{R_2}{R_1}\right) \frac{\sin \beta}{(\sin \alpha + \beta)} \sqrt{\frac{\frac{2g}{\mu} \text{lognat} \left(\frac{P}{p_1}\right)}{\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \frac{2 \cos \alpha \sin \beta}{\sin (\alpha + \beta)} + p^2 - 1}} \quad \ldots \ldots \quad (13)$$

Führt man diesen Werth von v_1 in die früher aufgefundene Gleichung 11 ein, so ergibt sich:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{P}{p_1}\right)\left\{1 - \frac{\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \frac{\sin^2\beta}{\sin^2(\alpha+\beta)}}{\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \frac{2\cos\alpha\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)} + \psi^2 - 1}\right\} \quad \ldots\ldots (14)$$

Aus den Gleichungen 1 und 4 findet man:

$$\frac{\Omega}{\Omega_2} = \frac{\sin\alpha}{\sin\beta} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (15)$$

$$\frac{\Omega_1}{\Omega} = \frac{U\,p_2}{u_1\,p^1} = \frac{U}{v_1}\,\frac{1}{\psi}\,\frac{p_2}{p_1}$$

Diese letzte Gleichung wird wegen 12, 13, 14:

$$\frac{\Omega_1}{\Omega} = \frac{1}{\psi}\left(\frac{R_2}{R_1}\right)\frac{\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)}\left(\frac{P}{p_1}\right)\left\{1 - \frac{\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \frac{\sin^2\beta}{\sin^2(\alpha+\beta)}}{\left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \frac{2\cos\alpha\sin\beta}{\sin(\alpha+\beta)} + \psi^2 - 1}\right\} \quad (16)$$

Die Gleichung 7 wird endlich:

$$E = \frac{L}{\mu}\,\text{lognat}\left(\frac{p_1}{P}\right) + \frac{L}{2g}\,v_1^2\,(\psi-1)^2 \quad \ldots\ldots\ldots (17)$$

Die Bedeutung dieser Gleichungen ist folgende:

Die Gleichung 12 bestimmt die Geschwindigkeit, mit welcher sich ein Punkt am äusseren Umfang des Rades bewegt, wenn die Luft ohne Stoss in das Rad eintreten soll.

Die Gleichung 13 bestimmt die Austrittsgeschwindigkeit der Luft aus den Leitkurvenkanälen.

Die Gleichung 14 bestimmt die Pressung zwischen den Lufttheilchen am inneren Umfang des Rades.

Die Gleichungen 15 und 16 bestimmen gewisse Verhältnisse, welche zwischen den Querschnitten $\Omega\ \Omega_1\ \Omega_2$ vorhanden sein müssen, damit die Luft ohne Stoss in das Rad eintritt.

Die Gleichung 17 bestimmt endlich den Effekt, welcher zum Betriebe des Ventilators nothwendig ist.

Für einen Ventilator, der als Saugapparat (z. B. bei Papiermaschinen) oder zur Luftreinigung dient, ist es hinsichtlich der Oekonomie der Betriebskraft sehr gut, wenn die Luft ohne absolute Geschwindigkeit am Umfang des Rades austritt. Für diesen Fall ist: $\psi = 1$ und dann werden die Gleichungen 12 bis incl. 17:

$$\left.\begin{aligned} v_1 &= \frac{R_1}{R_2}\sqrt{\frac{g}{\mu}\,\text{lognat}\left(\frac{P}{p_1}\right)\frac{\sin(\alpha+\beta)}{\cos\alpha\sin\beta}} \quad \ldots\ldots (18)\\ U &= \sqrt{\frac{g}{\mu}\,\text{lognat}\left(\frac{P}{p_1}\right)\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)}} \quad \ldots\ldots (19)\\ \frac{p_2}{p_1} &= \left(\frac{P}{p_1}\right)\left\{1 - \frac{1}{2}\,\frac{\sin\beta}{\cos\alpha\sin(\alpha+\beta)}\right\} \quad \ldots\ldots (20) \end{aligned}\right\} \ldots\ldots (A)$$

$$\frac{\Omega}{\Omega_2} = \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (21)$$

$$\frac{\Omega_1}{\Omega} = \frac{R_2}{R_1} \frac{\sin \beta}{\sin (\alpha + \beta)} \left(\frac{P}{p_1}\right) \left\{1 - \frac{1}{2} \frac{\sin \beta}{\cos \alpha \sin (\alpha + \beta)}\right\} \quad (22)$$

$$E = \frac{L}{\mu} \text{ lognat} \left(\frac{p_1}{P}\right) \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (23)$$

} . . . . . (A)

Da $\text{lognat}\left(\frac{P}{p_1}\right)$ negativ ist, so muss, damit U und v_1 reel und Ω_1 positiv ausfällt,

$$\alpha > 90°$$

$$\alpha + \beta < 180$$

genommen werden.

Diese Gleichungen geben die Bedingungen an für die vortheilhafteste Construktion eines Ventilators. Will man, um eine möglichst einfache Construktion zu erhalten, die Leitkurven ganz weglassen, so ist $\alpha = 90$; aber dann kann ψ nicht mehr $= 1$ werden, weil die Werthe von v_1 und U imaginär ∞ würden. Setzen wir also in den Gleichungen 12 bis 17 $\alpha = 90°$, so erhalten wir folgende

Gleichungen für die Construktion eines Ventilators ohne Leitschaufeln.

$$v_1 = \sqrt{\frac{2g}{\gamma\mu (\psi^2 - 1)} \text{ lognat} \left(\frac{P}{p_1}\right)} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (24)$$

$$U = \frac{R_2}{R_1} \text{ tang } \beta \sqrt{\frac{2g}{\mu (\psi^2 - 1)} \text{ lognat} \left(\frac{P}{p_1}\right)} \quad \ldots \ldots \quad (25)$$

$$\frac{p_2}{p_2} = \left(\frac{P}{p_1}\right) \left\{1 - \frac{1}{(\psi^2 - 1)} \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \text{tang}^2 \beta\right\} \quad \ldots \ldots \quad (26)$$

$$\frac{\Omega_2}{\Omega} = \sin \beta \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (27)$$

$$\frac{\Omega_1}{\Omega} = \frac{1}{\psi} \left(\frac{R_2}{R_1}\right) \text{tang } \beta \left(\frac{P}{p_1}\right) \left\{1 - \frac{1}{(\psi^2 - 1)} \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \text{tang}^2 \beta\right\} \quad (28)$$

$$E = \frac{L}{\mu} \text{lognat} \left(\frac{p_1}{P}\right) + \frac{L}{2g} v_1^2 (\psi - 1)^2 = \frac{L}{\mu} \text{lognat} \left(\frac{p_1}{P}\right) \frac{2}{\psi + 1} \quad (29)$$

} . . . (B)

In allen diesen Formeln muss ψ kleiner als Eins angenommen werden.

Diese Formeln sind für den praktischen Gebrauch zu komplizirt, sie werden aber sehr einfach, wenn man für α β μ bestimmte Werthe annimmt, und logn. $\left(\frac{P}{p_1}\right) = -$

$\left(1 - \frac{P}{p_1}\right)$ setzt, was in allen praktischen Fällen geschen darf, weil jederzeit die Pressungen p_1 und P nur wenig von einander abweichen. Auf diese Weise erhält man folgende Resultate:

Annäherungsformeln für Ventilatoren ohne Leitkurven.

Diese Ventilatoren ohne Leitkurven sind am geeignetsten als Gebläse zu dienen, weil es in diesem Falle von keinem Nachtheil ist, wenn die Luft bei ihrem Austritt aus dem Rade Geschwindigkeit besitzt.

Setzen wir: $\alpha = 90^\circ$, $\beta = 6^\circ$, $\mathfrak{p} = 0{\cdot}6$, lognat $\frac{P}{p_1} = -\left(1 - \frac{P}{p_1}\right)$, $\Theta = 12^\circ$, $\mu = \frac{1}{8307}$, so geben die Formeln B:

$$\left.\begin{aligned}
v_1 &= 504 \sqrt{1 - \frac{P}{p_1}} \\
N &= 9{\cdot}548 \frac{v_1}{R_1} \\
U &= 53 \frac{R_2}{R_1} \sqrt{1 - \frac{P}{p_1}} \\
p_2 &\text{ sehr nahe } = P \\
\frac{\Omega_2}{\Omega} &= 0{\cdot}1 \\
\frac{\Omega_1}{\Omega} &= 0{\cdot}175 \frac{R_2}{R_1} \left(\frac{P}{p_1}\right) \\
E &= 10384\, L \left(\frac{p_1}{P} - 1\right)
\end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \quad (C)$$

Da dieselben die Halbmesser R_2 und R_1 unbestimmt lassen, so müssen wir wiederum suchen, durch Nebenbetrachtungen zu passenden Regeln für diese Dimensionen zu gelangen.

Die Grösse des Ventilators, welche vorzugsweise durch R_1 bestimmt wird, richtet sich nach der Luftmenge, die eingesaugt und ausgeblasen werden soll. Macht man das Rad zu klein, so muss die Luft mit grosser Geschwindigkeit in dasselbe einströmen; man findet nicht genug Raum, um den Austrittsöffnungen die nothwendige Grösse zu geben, und die Geschwindigkeit des Rades wird ausserordentlich gross. Macht man das Rad sehr gross, so erhält die Maschine unpraktische Verhältnisse, indem z. B. die Dimensionen der Austrittsöffnungen gegen den Halbmesser des Rades fast verschwindend klein ausfallen.

Lässt man auch hier die Grundsätze gelten, welche bei der Bestimmung der Halbmesser der Turbinen aufgestellt worden sind, so kann man für die Berechnung von R_1 folgende Formel benutzen:

$$R_1 = 0{\cdot}85\sqrt{L}$$

Für das Verhältniss $\frac{R_2}{R_1}$ kann man ungefähr den Werth $\frac{7}{8}$ nehmen, so dass man also hat:

$$R_2 \text{ ungefähr} = \frac{7}{8} R_1$$

Annäherungsformeln für Ventilatoren mit Leitschaufeln.

Da diese Maschinen in ihrem Bau viel zusammengesetzter sind als die vorhergehenden, so soll man sie auch nur dann anwenden, wenn mit den einfacheren Anordnungen der Zweck nicht gut erreicht werden kann.

Ist die Bestimmung des Ventilators, in einem gewissen Raum eine Lufterneuerung, Luftreinigung oder Luftverdünnung hervorzubringen, so ist es für eine vortheilhafte Benutzung eines Motors zuträglich, wenn die aus dem Raume aufgesaugte Luft ohne Geschwindigkeit in die freie atmosphärische Luft gebracht wird. Dies ist aber nur mit Ventilatoren gut möglich, die Leitkurven haben; diese soll man daher nur dann anwenden, wenn sehr grosse Luftquantitäten aus irgend einem Raum in die freie atmosphärische Luft gebracht werden sollen. Für kleinere Luftmengen ist der Vortheil einer besseren Benutzung des Motors gar nicht in Anschlag zu bringen gegen die Nachtheile, die aus der grösseren Complikation der Maschine hervorgehen. Um zur Berechnung der wichtigsten Dimensionsn einfache Regeln zu erhalten, ist es auch hier wiederum am zweckmässigsten, für α und β bestimmte passende Annahmen zu machen, und lognat $\left(\frac{P}{p_1}\right) = -\left(1 - \frac{P}{p_1}\right)$ zu setzen.

Nehmen wir nun an:

$$\beta = 12°$$

$$\alpha = 180° - 24°$$

$$\psi = 1$$

$$\mu = \frac{1}{8307}$$

so erhalten wir aus den Gleichungen A folgende einfache Resultate:

$$\left.\begin{aligned} v_2 &= 300\sqrt{1 - \frac{P}{p_1}} \\ U &= 300\sqrt{1 - \frac{P}{p_1}} \\ \frac{p_2}{p_1} &= \left(\frac{P}{p_1}\right)^{1{\cdot}55} \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \text{(D)}$$

$$\left.\begin{aligned} \frac{\Omega_2}{\Omega} &= 0{\cdot}51 \\ \frac{\Omega_1}{\Omega} &= \frac{R_2}{R_1}\left(\frac{P}{p_1}\right)^{1{\cdot}55} \\ \mathfrak{N} &= \frac{2860}{R_2}\sqrt{1-\frac{P}{p_1}} \\ E &= 8307\ L\left(\frac{p_1}{P}-1\right) \end{aligned}\right\} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots \text{(D)}$$

Zur Bestimmung von R_1 und R_2 kann man hier folgende Regeln gelten lassen:

$$R_1 = 0{\cdot}215\sqrt{L}$$

$$R_2 = \tfrac{3}{4}\ R_1$$

Fig. 1.

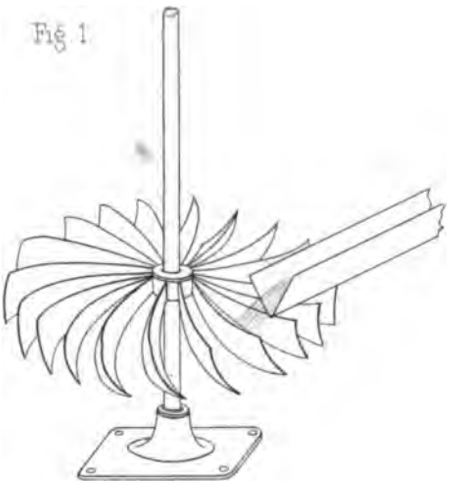


Fig. 4.

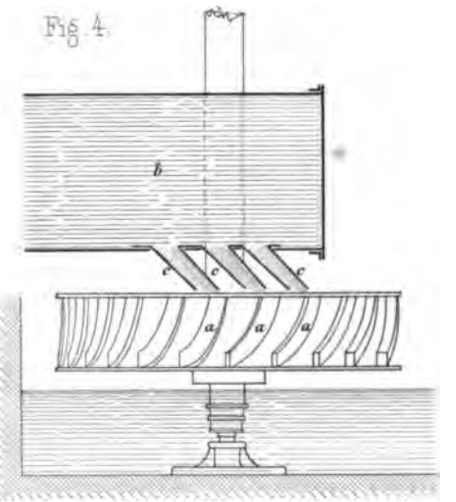


Fig. 2.

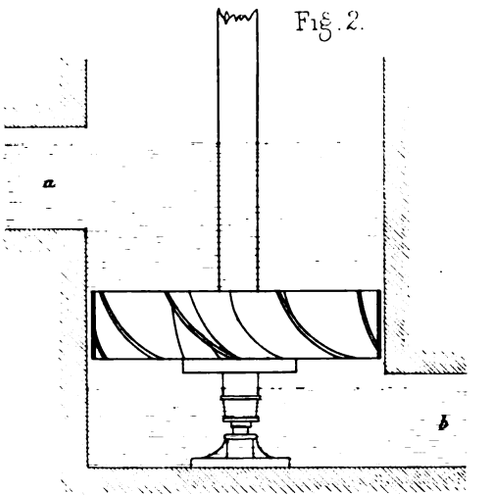


Fig. 5.

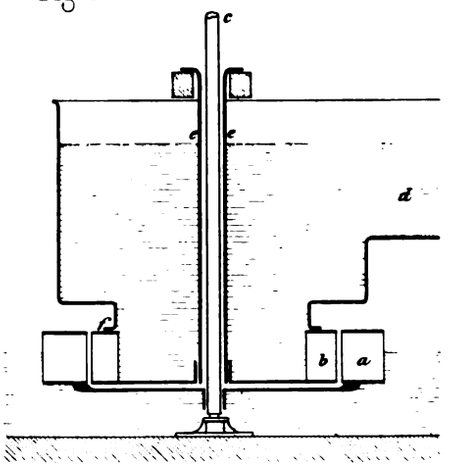


Fig. 3

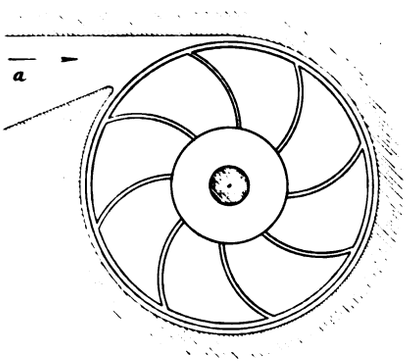


Fig. 6.

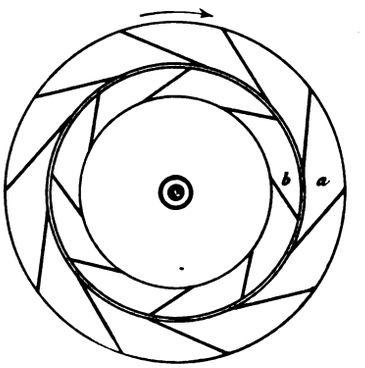


Fig. 1.

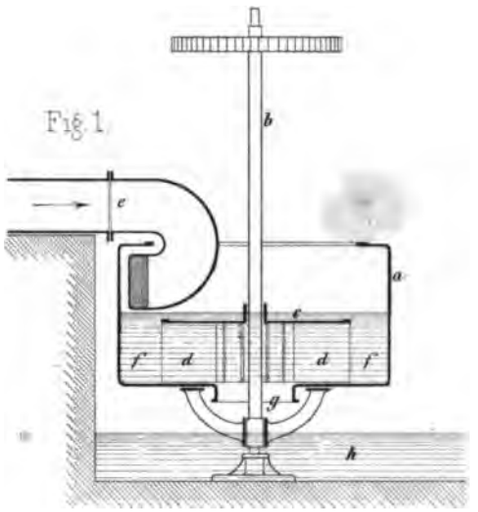


Fig. 4.

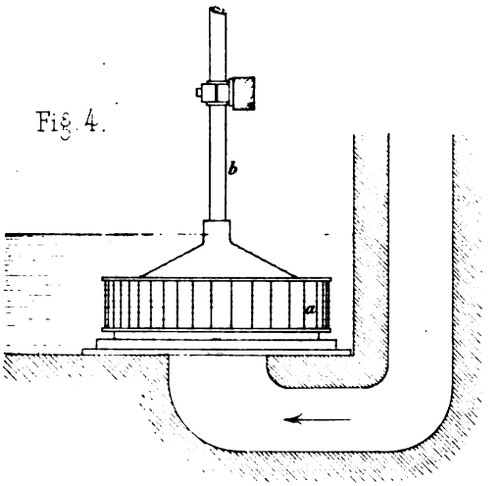


Fig. 2.

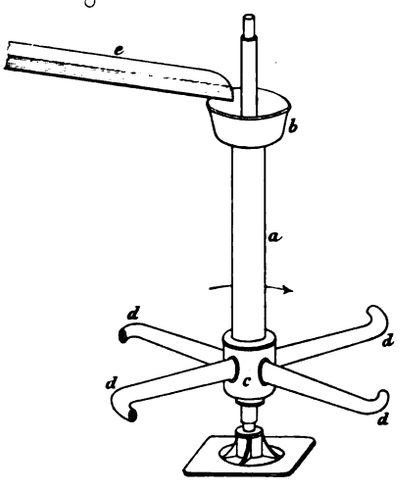


Fig. 5.

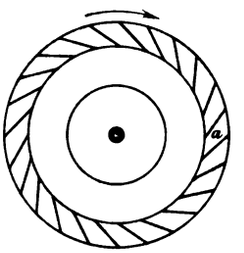


Fig. 3.

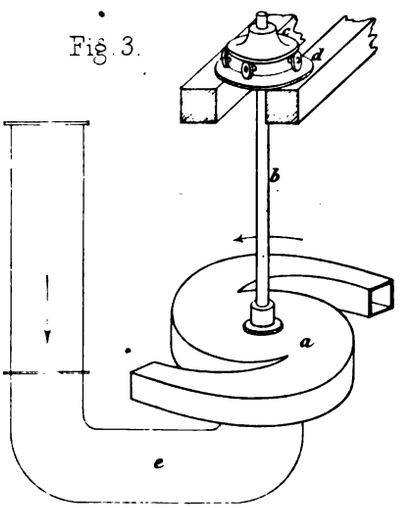


Fig. 6.

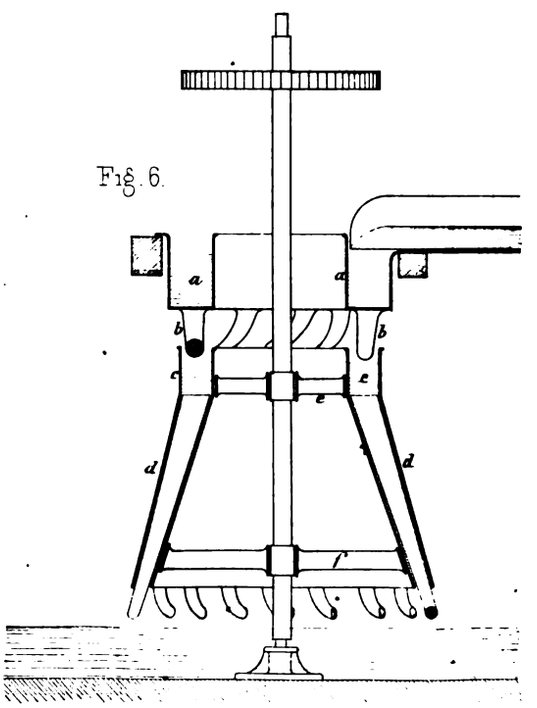


Fig. 1.

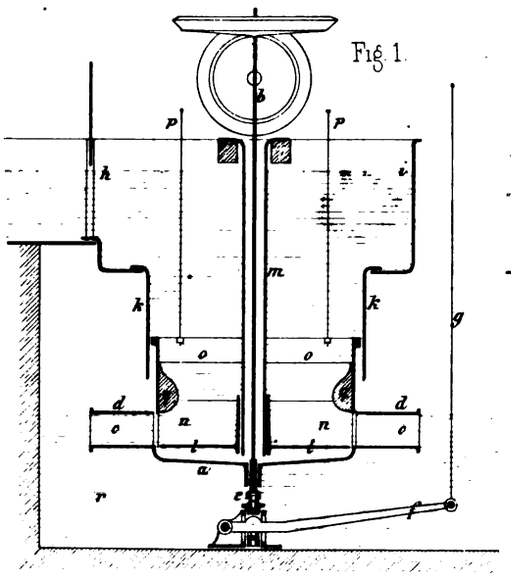


Fig. 3.

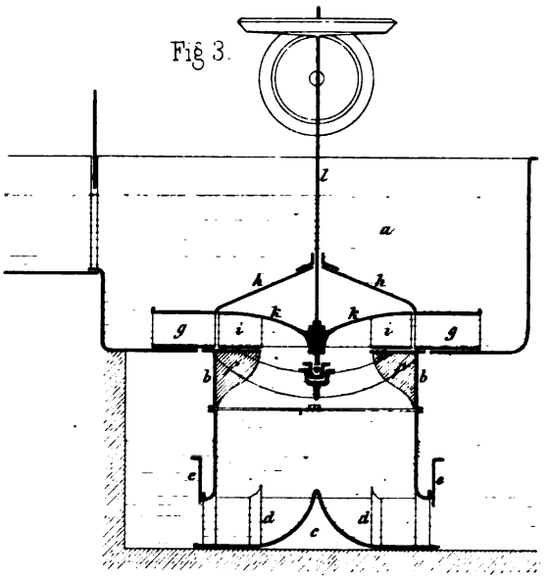


Fig. 2.

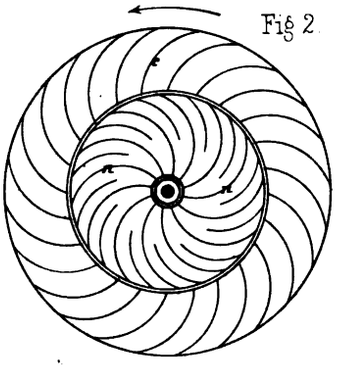


Fig. 4.

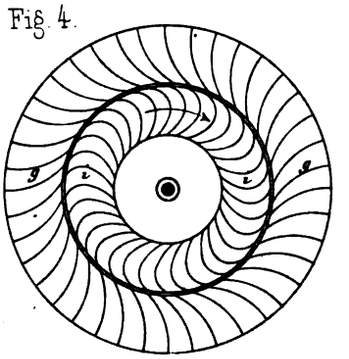


Fig. 5.

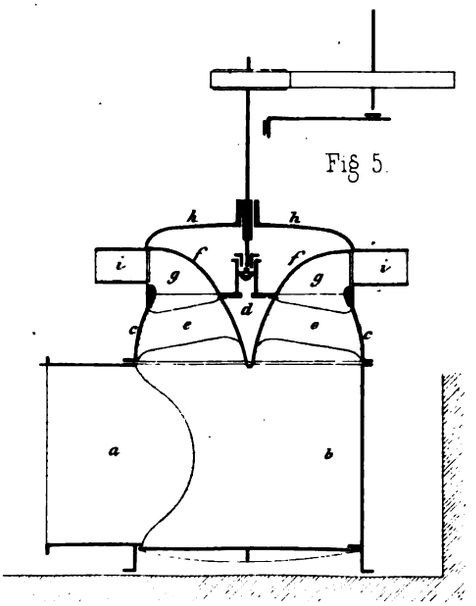


Fig. 6.

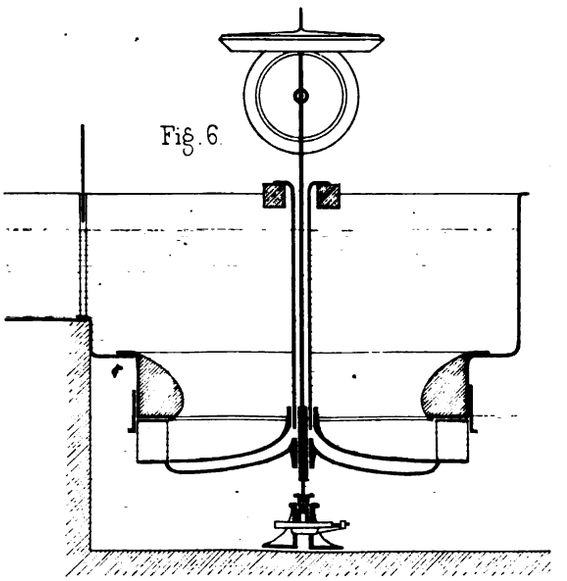


Fig. 1

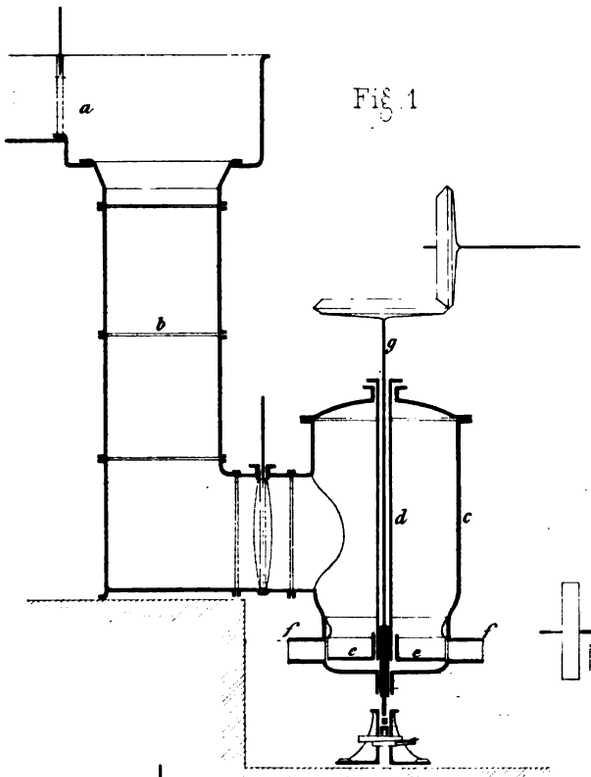


Fig 2

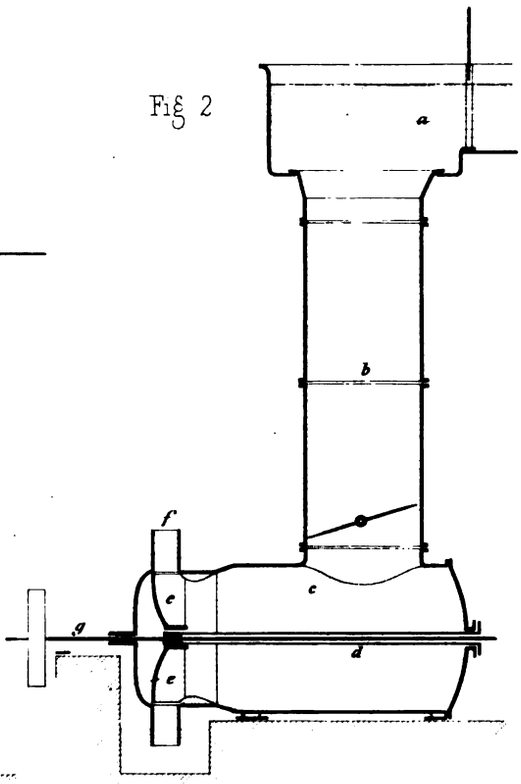


Fig 3.

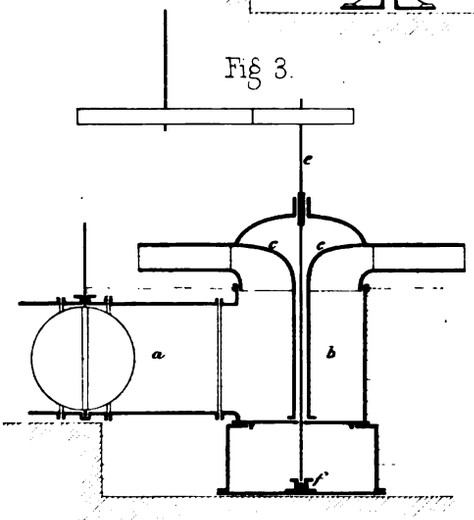


Fig. 5

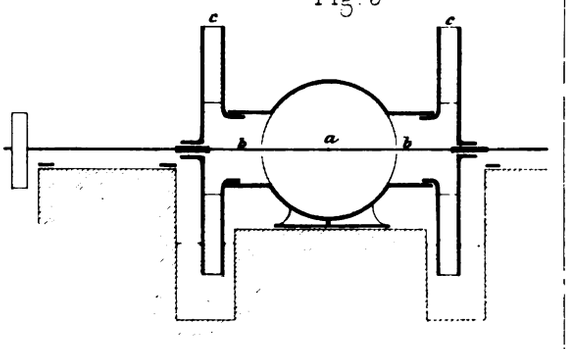


Fig. 4.

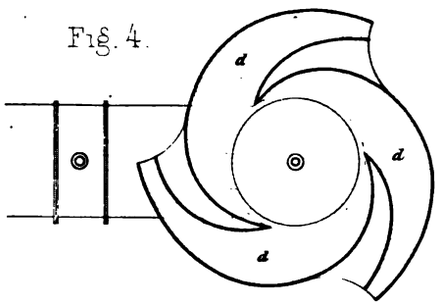


Fig 6.

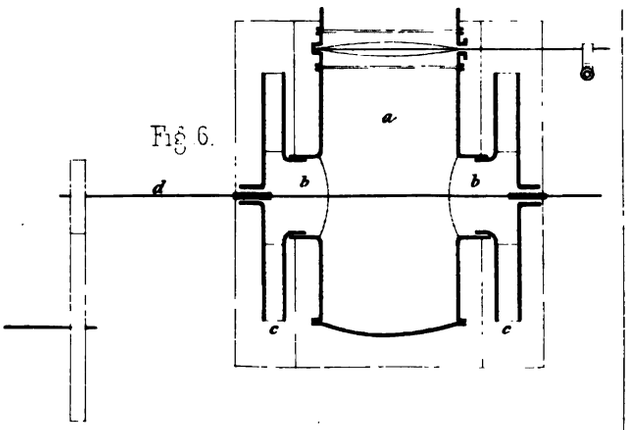


Fig. 1

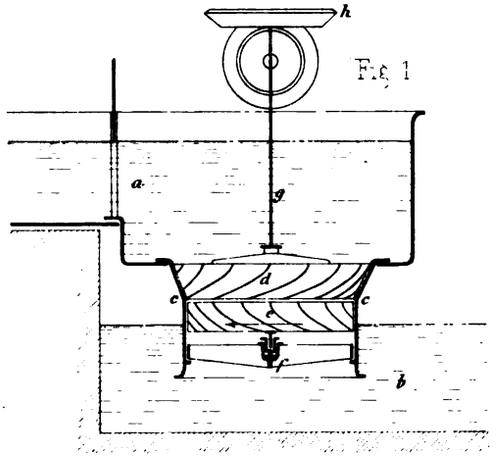


Fig. 2.

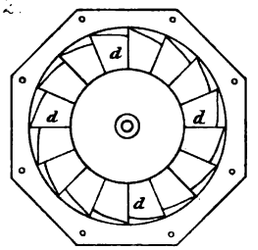


Fig. 3

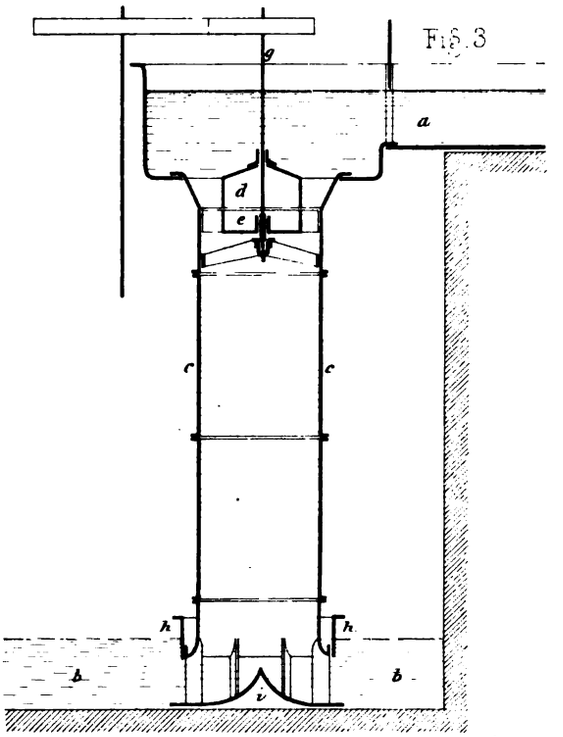


Fig. 4.

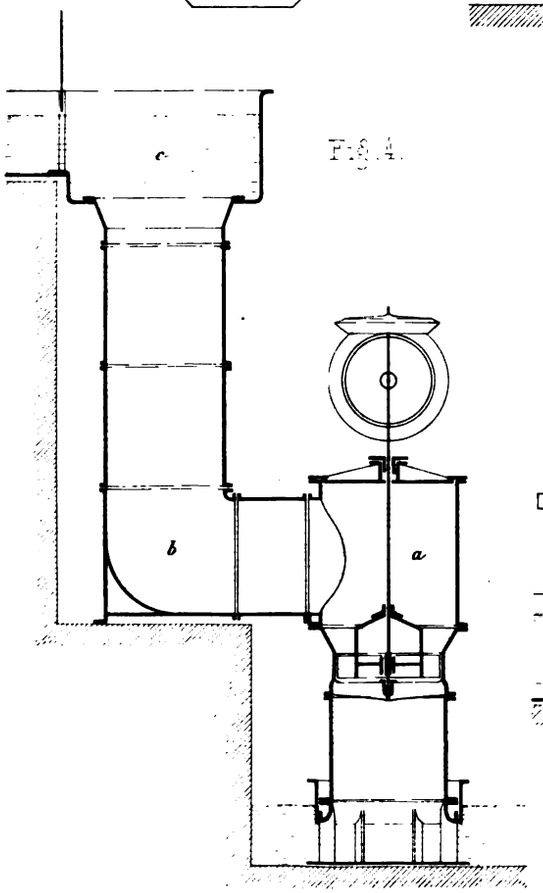


Fig. 5.

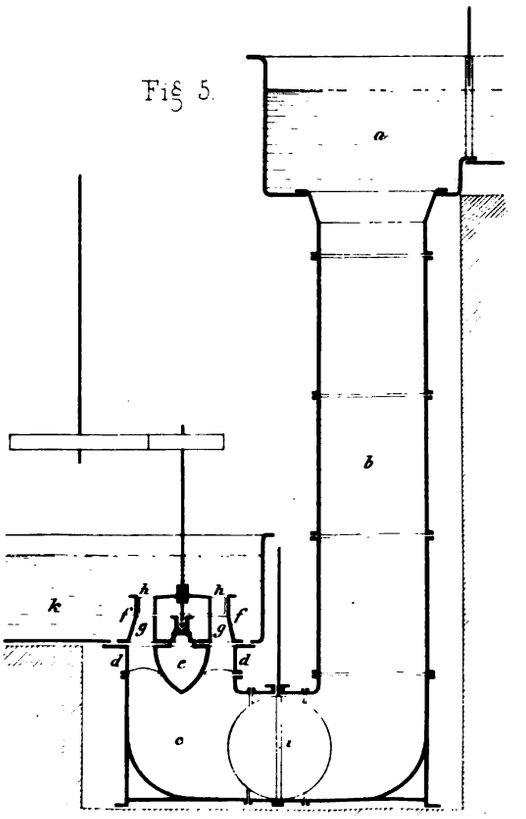


Fig. 1.

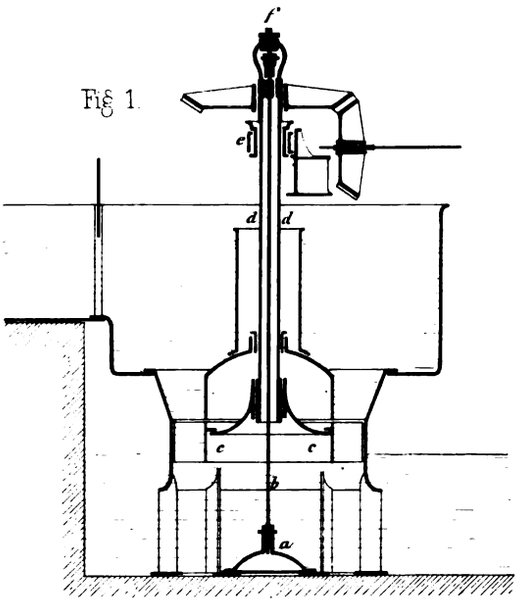


Fig. 2.

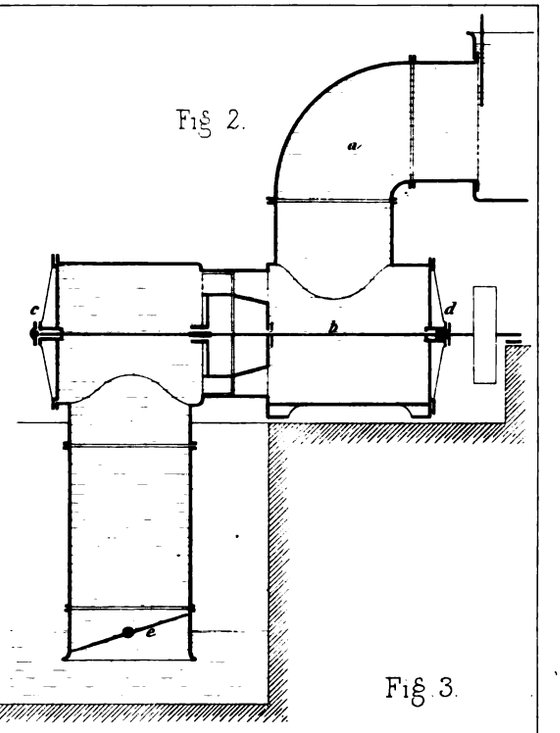


Fig. 4.

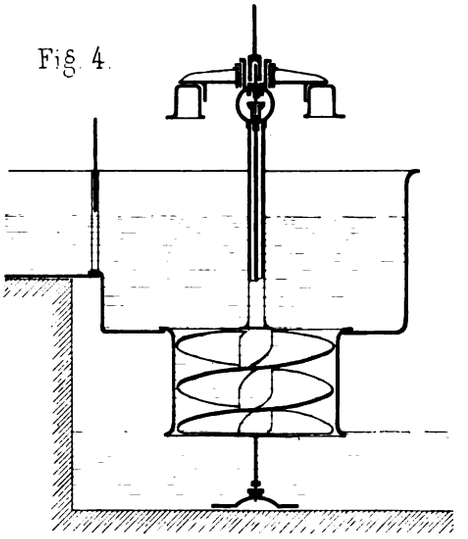


Fig. 3.

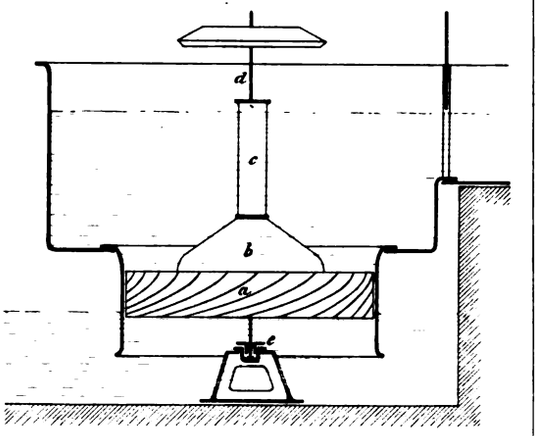


Fig. 5.

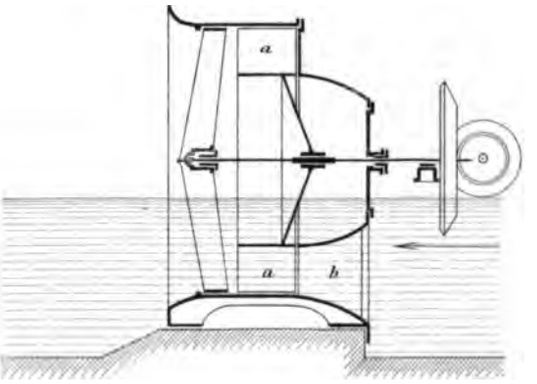
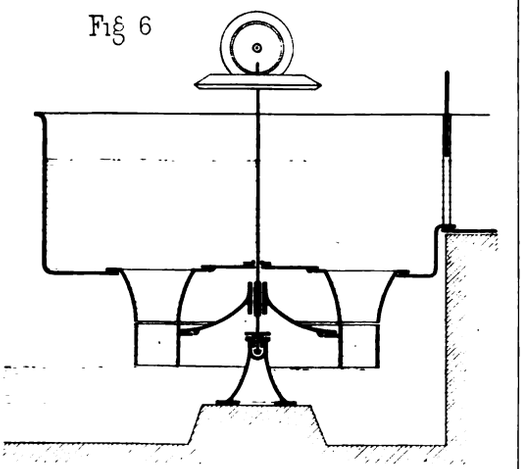


Fig. 6



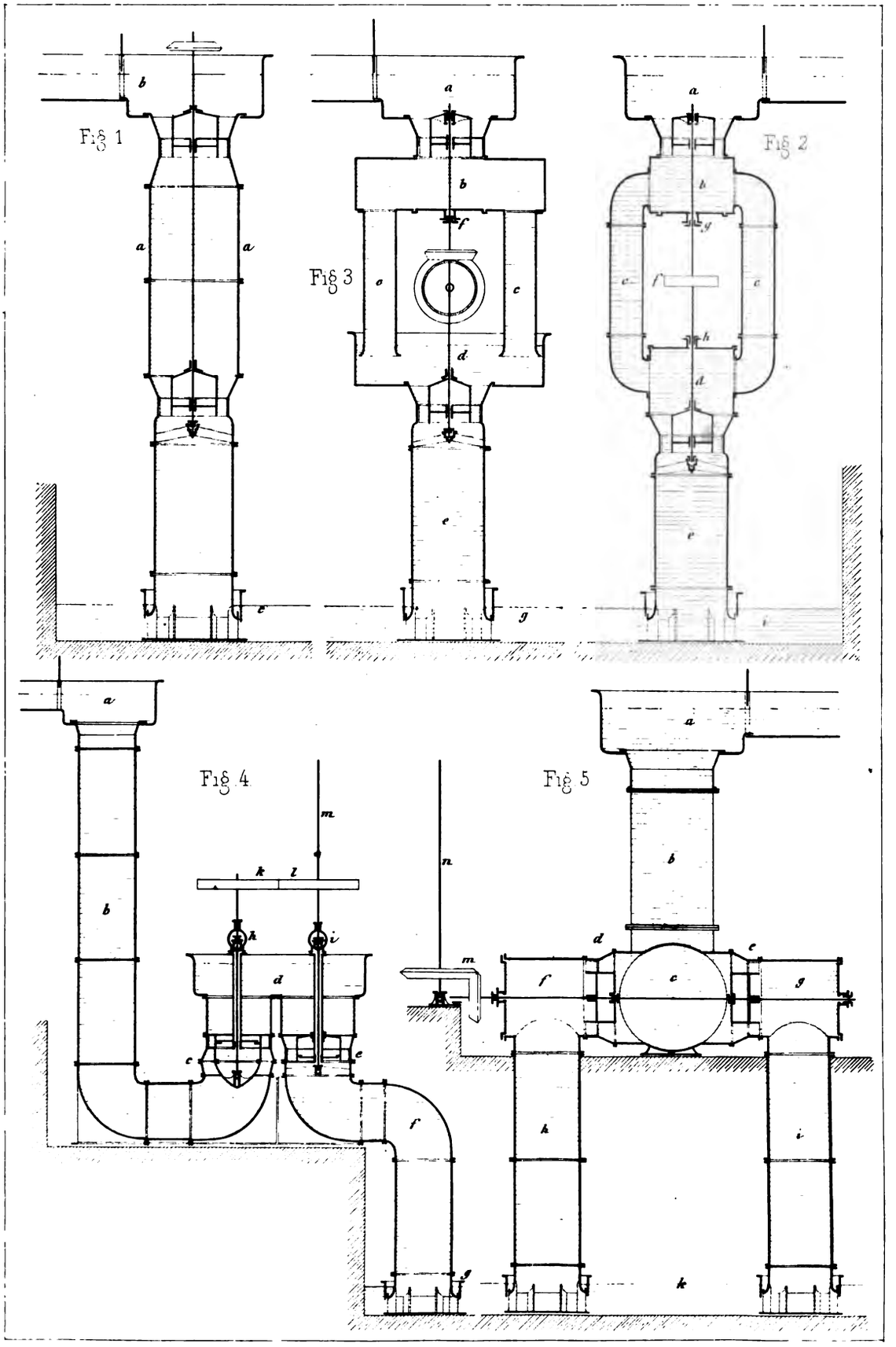


Fig 1
Fig 2
Fig 3
Fig 4
Fig 5

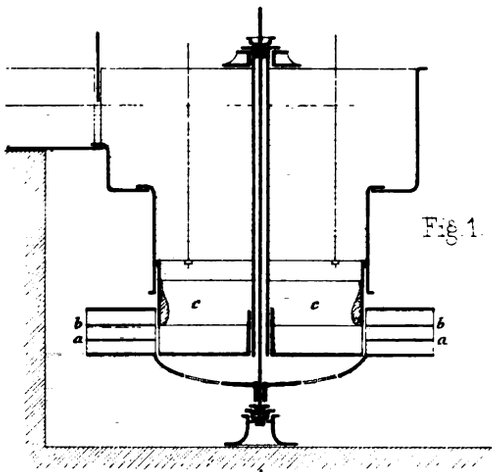


Fig. 1.

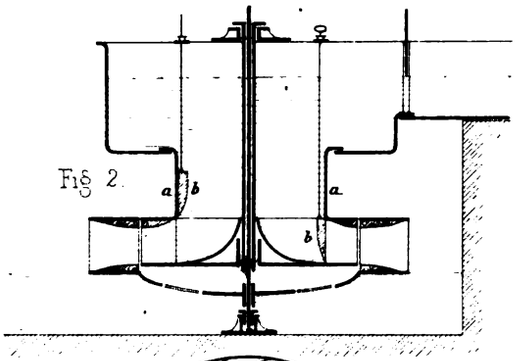


Fig. 2.

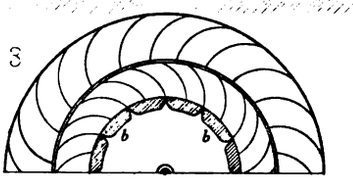


Fig. 3.

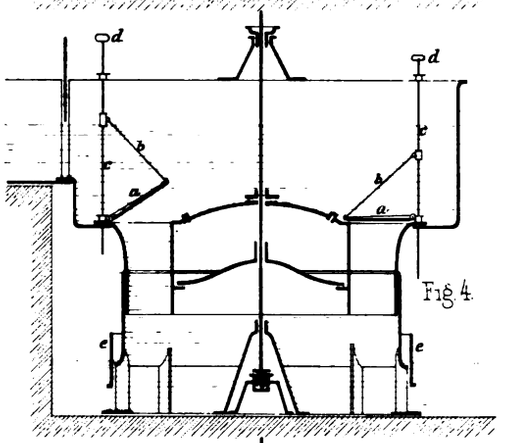


Fig. 4.

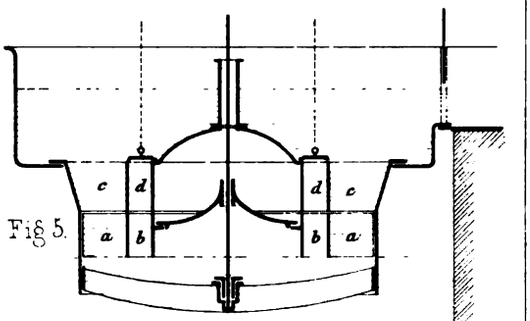


Fig. 5.

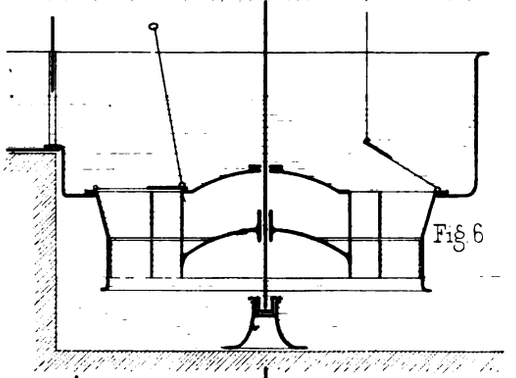


Fig. 6.

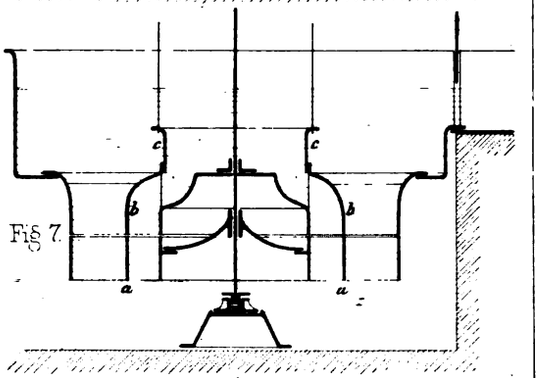


Fig. 7.

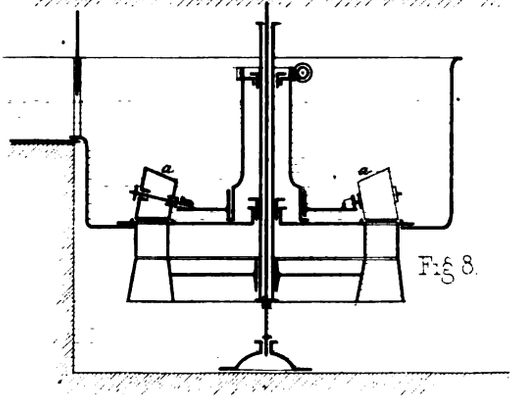


Fig. 8.

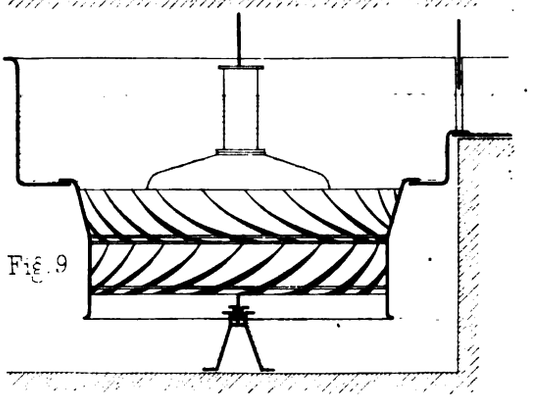


Fig. 9.

Fig 1.

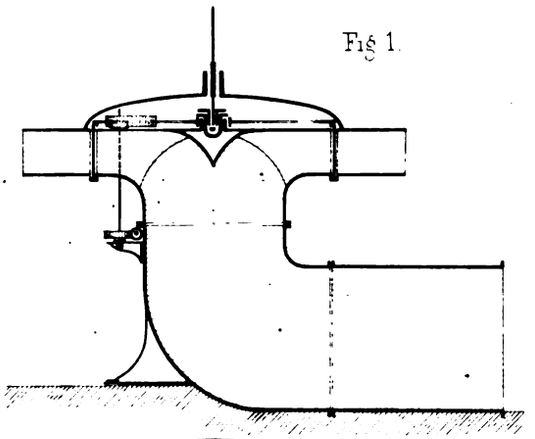


Fig 3.

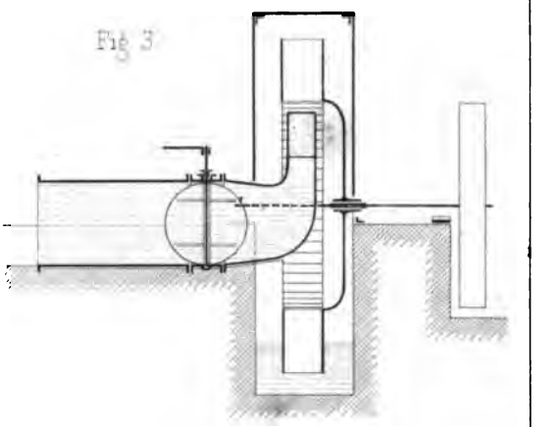


Fig 2.

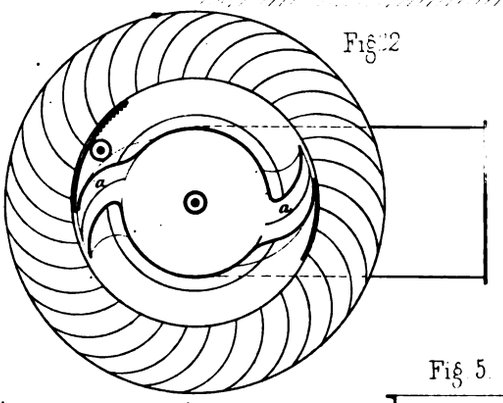


Fig 4.

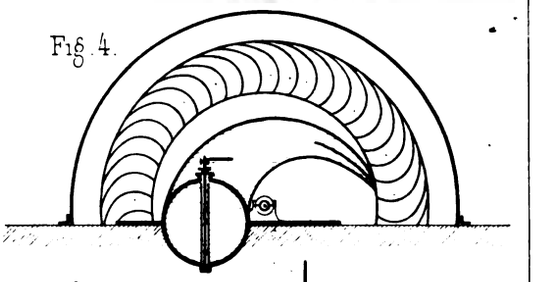


Fig 5.

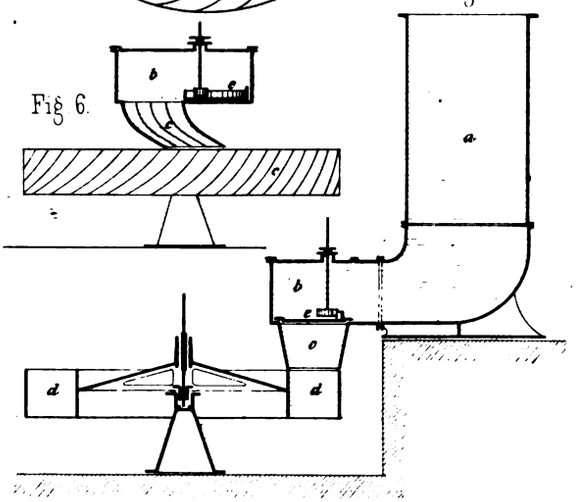


Fig 6.

Fig 8.

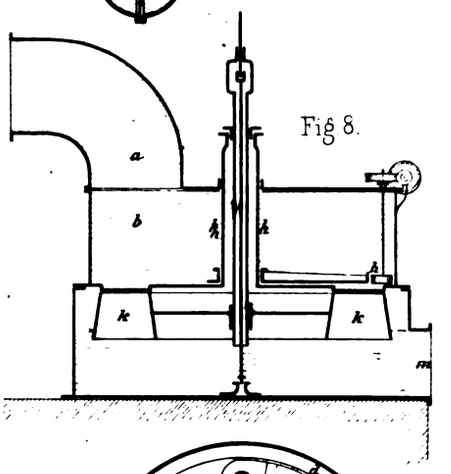


Fig 9.

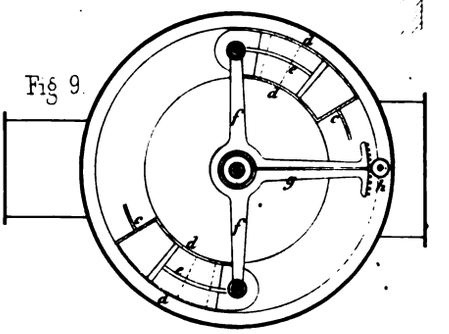


Fig 7.

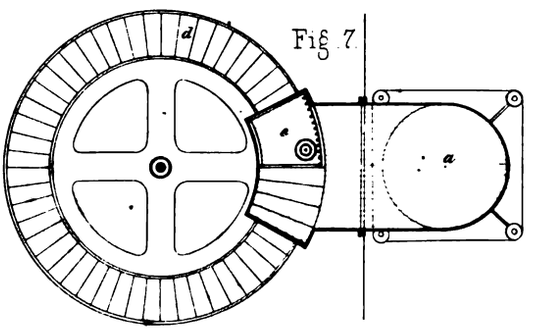


Fig 10.

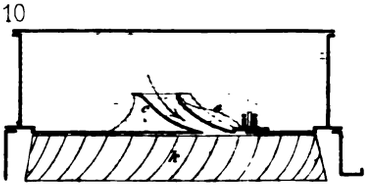


Fig 2.

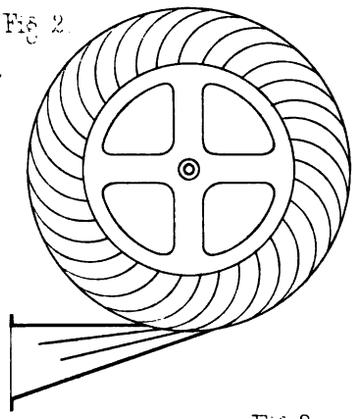
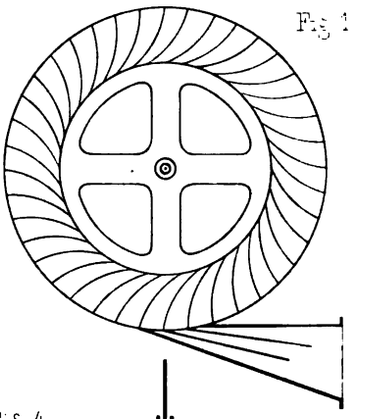


Fig 1.



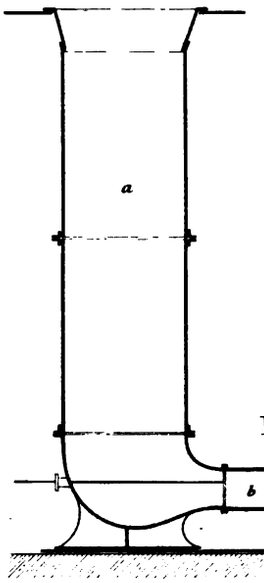


Fig 3

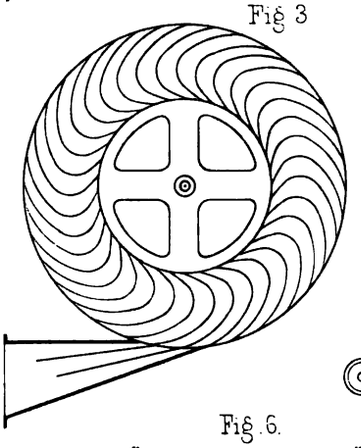


Fig 4

Fig 5.

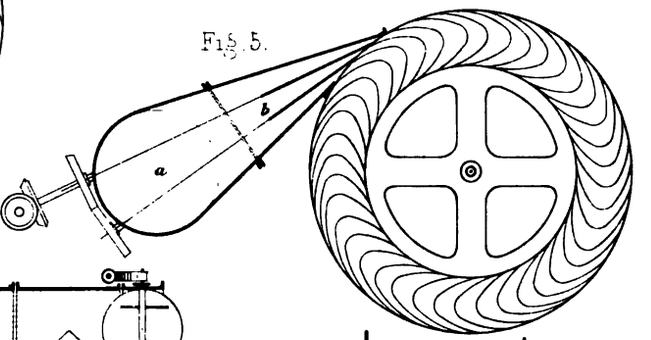


Fig 6.

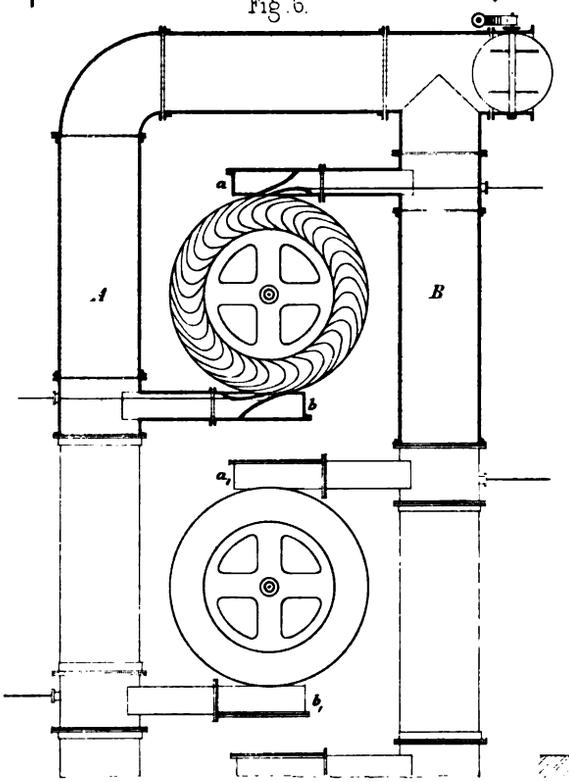


Fig 7.

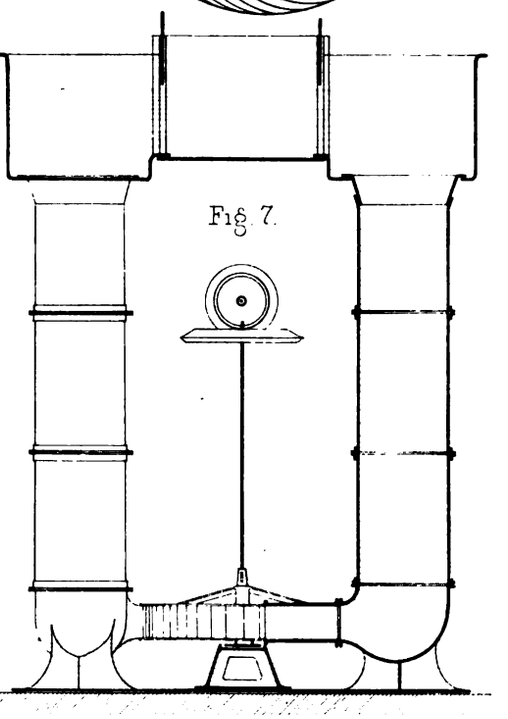


Fig. 1.

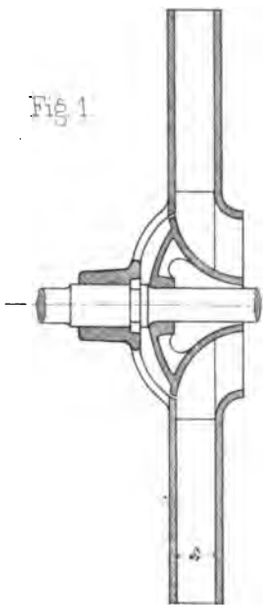


Fig. 2.

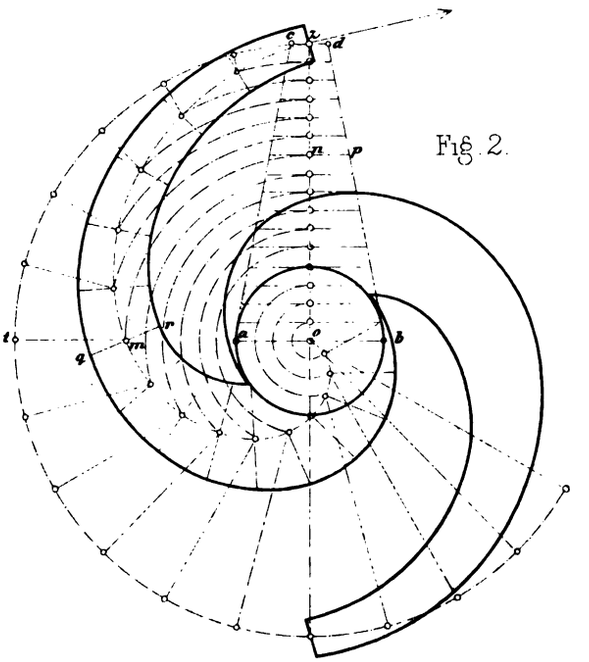
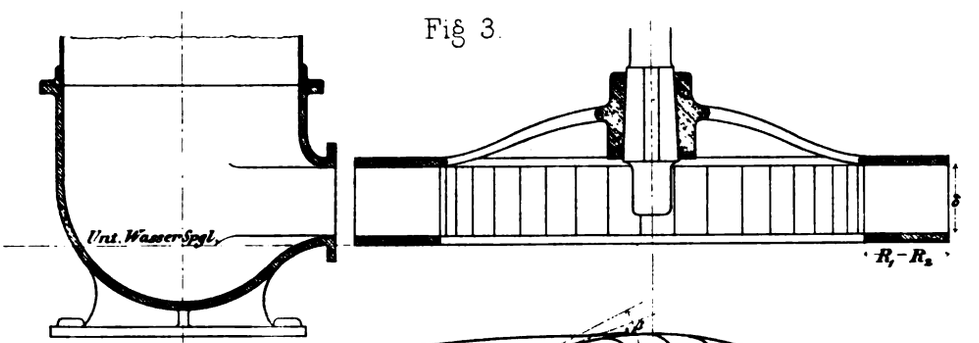


Fig. 3.



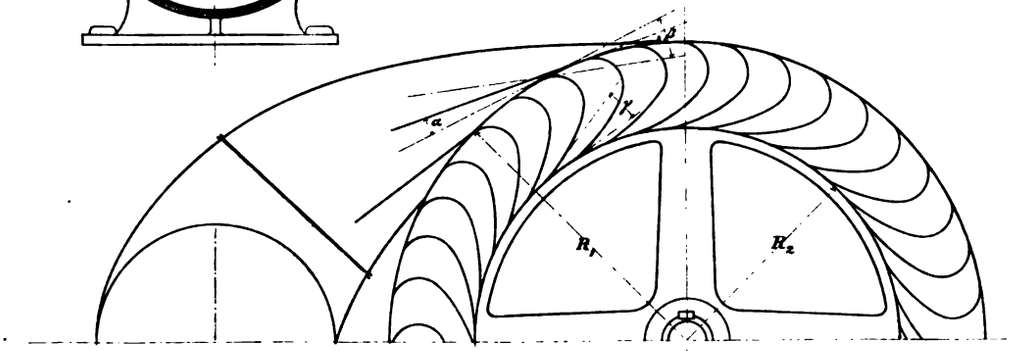


Fig. 4.

Fig 1. A.

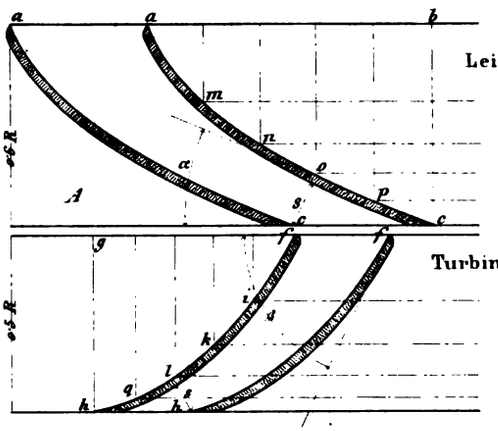
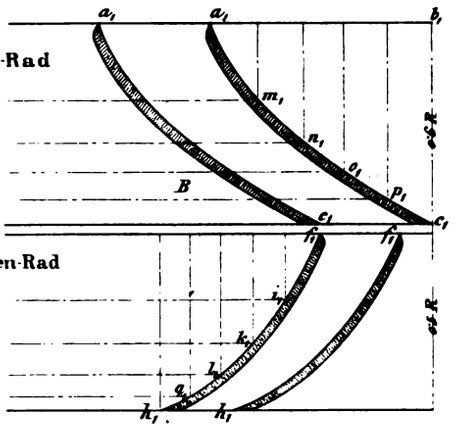


Fig 1. B.



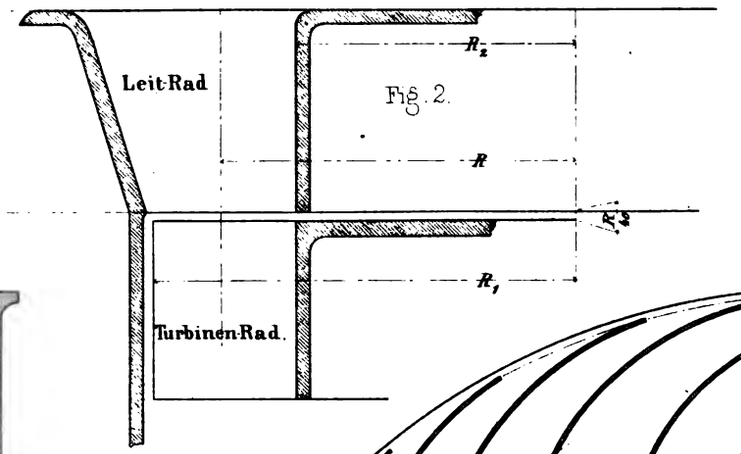


Fig. 2.

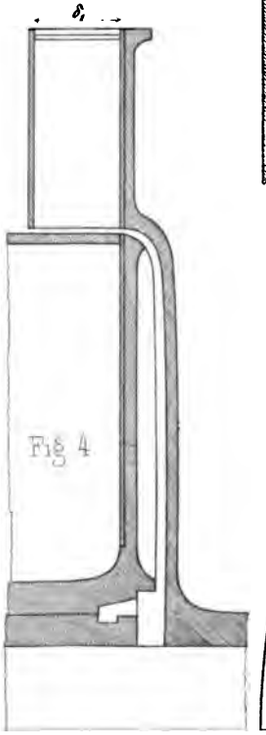


Fig 4

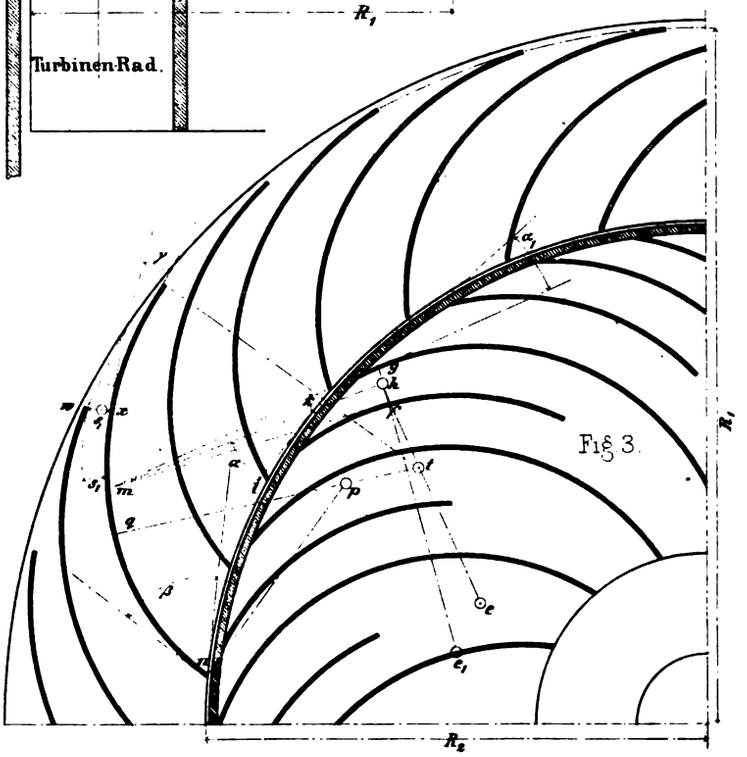


Fig 3.

Fig 1.

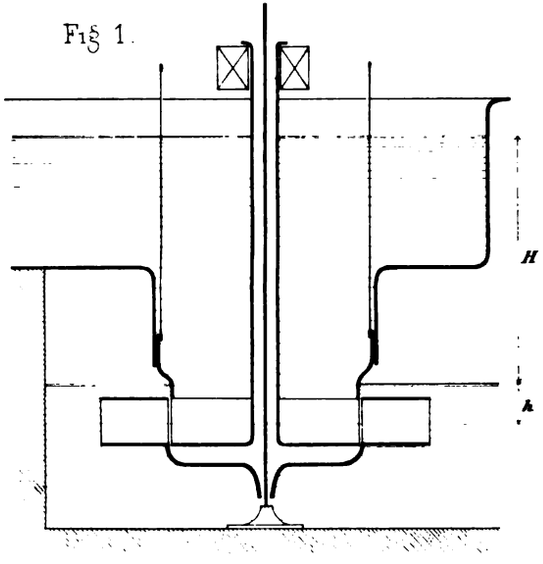


Fig. 3.

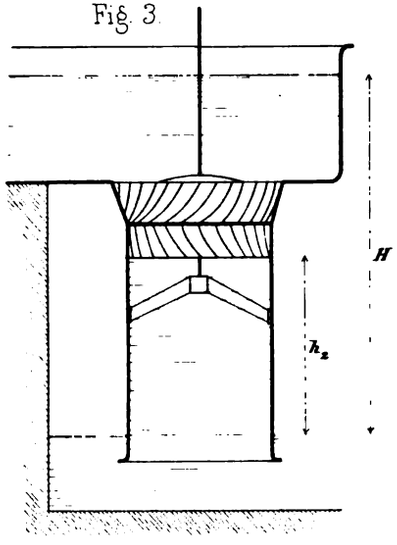


Fig. 5

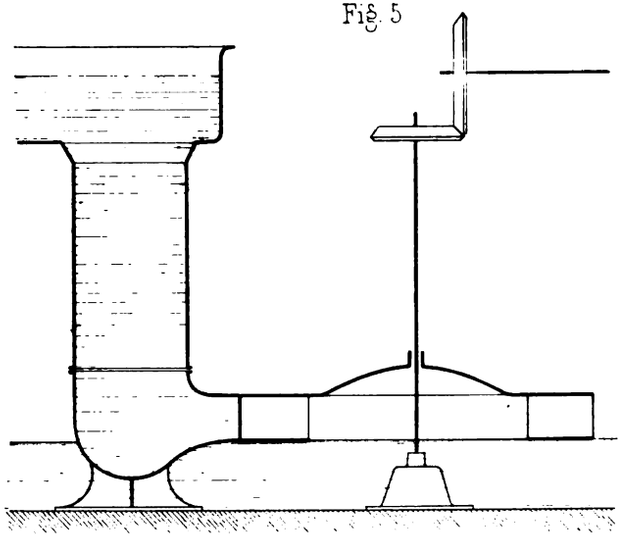


Fig. 2.

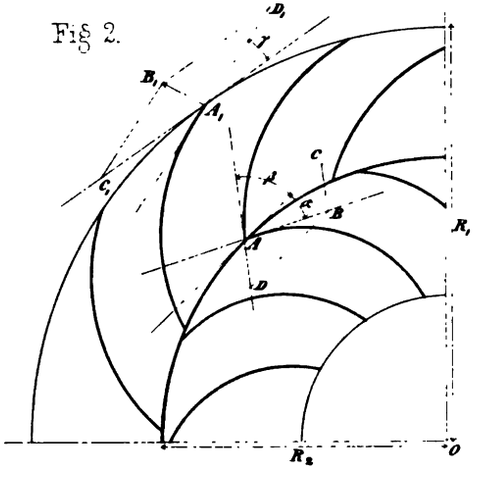


Fig. 4.

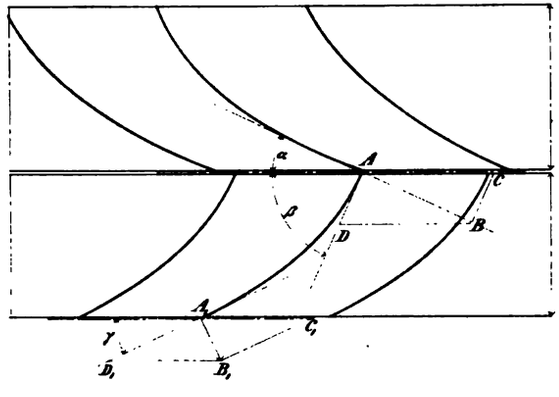
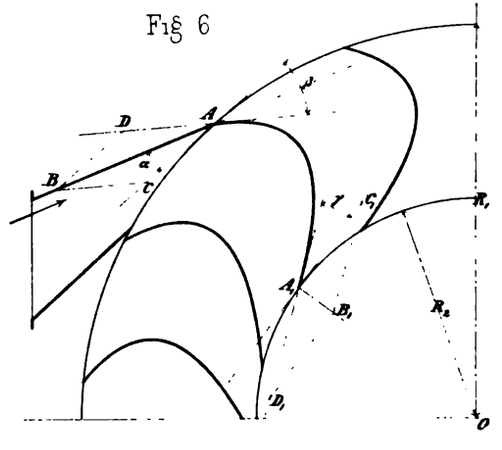
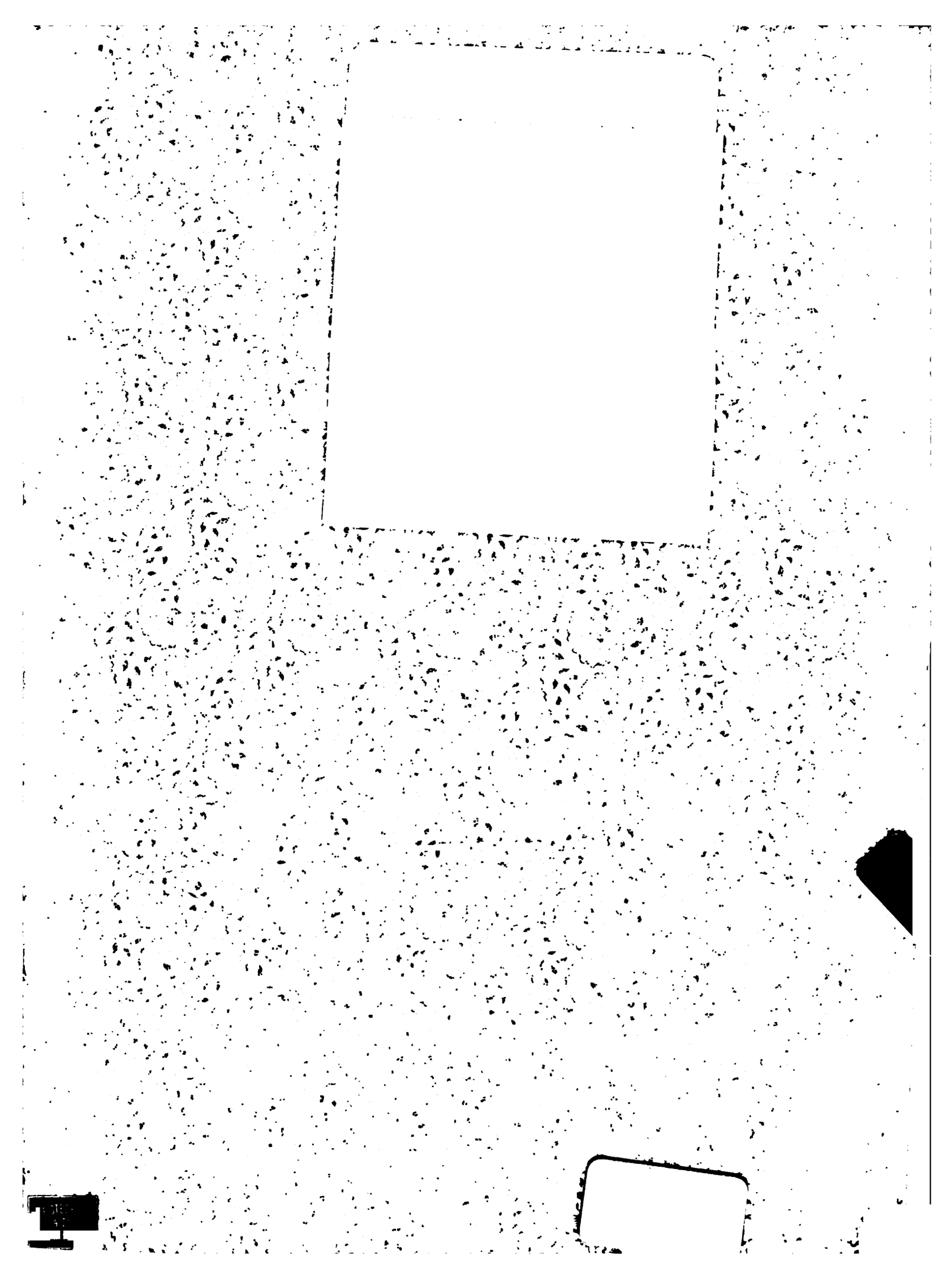


Fig 6



Lith. Anst. v. J. Bertsch in Karlsruhe

89077801157

B89077801157A